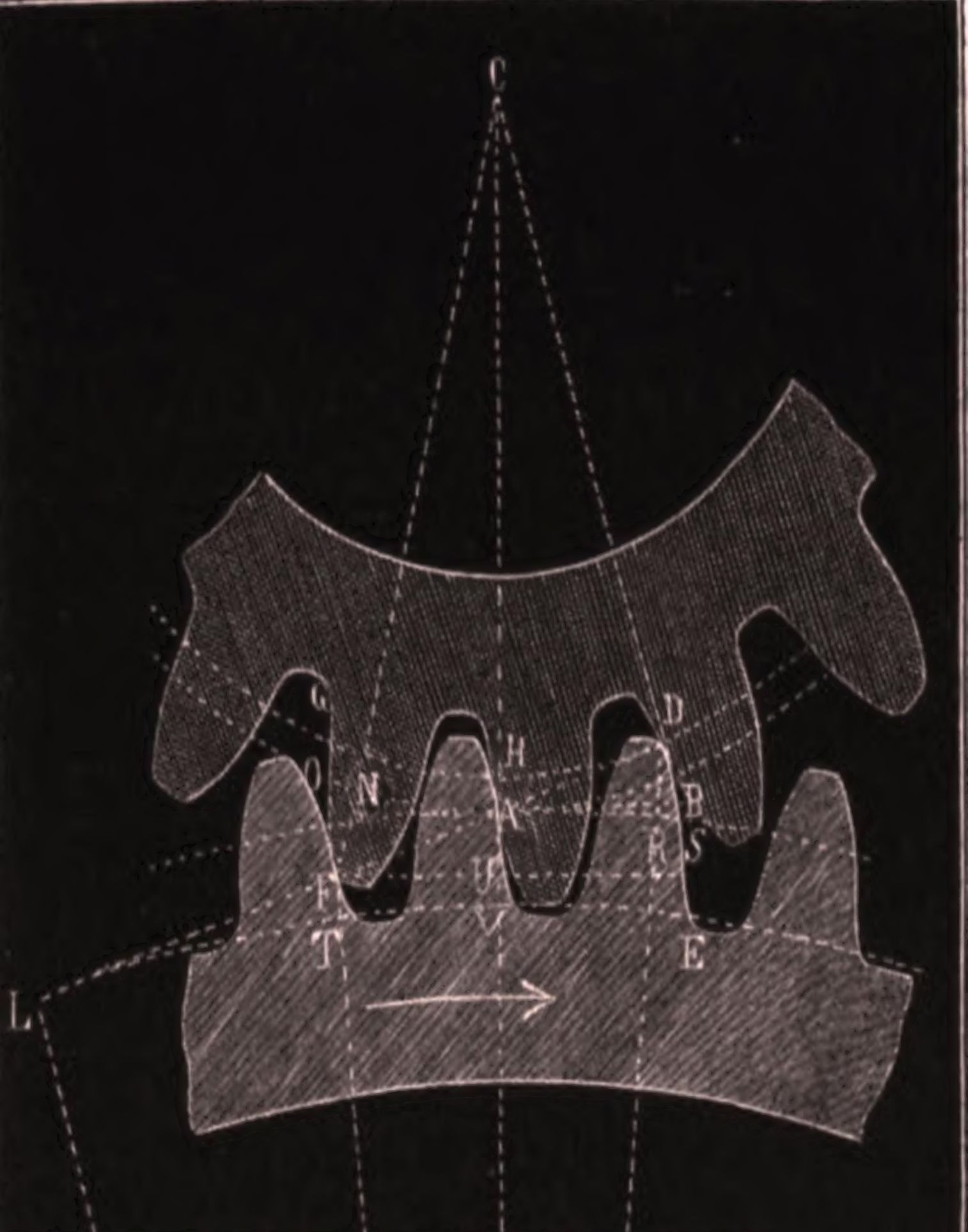


Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-mechanik...: th., 1. abth. ...

Julius Weisbach

Digitized by Google

IN MEMORIAM
Eugene W. Hilgard

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Julius Weisbach,
Professor an der königlich Sächsischen Bergakademie zu Freiberg.

In drei Theilen.

Dritter Theil.

Die Zwischen- und Arbeitsmaschinen enthaltend.

Mit gegen 2000 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,
Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851.

Digitized by Google

Holzschnitte
aus dem xylographischen Atelier
von Friedrich Vieweg und Sohn
in Braunschweig.

Papier
aus der mechanischen Papier-Fabrik
der Gebrüder Vieweg zu Wendhausen
bei Braunschweig.

Digitized by Google

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. Julius Weisbach,

Königl. sächsischer Bergrath und Professor an der königl. sächsischen Bergakademie zu Freiberg, Ritter des königl. sächsischen Verdienstordens, correspondirendes Mitglied der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften zu St. Petersburg u. s. w.

In drei Theilen.

Dritter Theil: Die Zwischen- und Arbeitsmaschinen enthaltend.

Erste Abtheilung.

Mit 418 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851—1860.

Digitized by Google

Die Mechanik

der

Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. Julius Weisbach,

Königl. sächsischer Bergrath und Professor an der königl. sächsischen Bergakademie zu Freiberg; Ritter des königl. sächsischen Verdienstordens, correspondirendes Mitglied der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften zu St. Petersburg u. s. w.

Erste Abtheilung.

Die Zwischenmaschinen.

Mit 418 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851 — 1860.

Digitized by Google

Die Herausgabe einer Ueberſetzung in franzöſiſcher, engliſcher und anderen modernen Sprachen wird vorbehalten.

Digitized by Google

Die Mechanik

der

Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Julius Weisbach,
Professor an der königlich Sächsischen Bergakademie zu Freiberg.

Mit gegen 600 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,
Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851.

Digitized by Google

TA350
W4
v.3

Vorrede.

Wenn auch bei Bearbeitung des dritten Bandes meiner Ingenieur- und Maschinenmechanik mehrfache und länger anhaltende Unterbrechungen vorgekommen sind, so ist deshalb doch im Plane des ganzen Werkes nichts verändert worden und die Behandlungsweise in demselben überall dieselbe geblieben. Nur sind in den ersten Lieferungen dieses Bandes einige Fehler und Mängel wahrgenommen worden, weshalb ich mich genöthigt gesehen habe, dieser Schlußlieferung einige Cartons beizufügen, in welchen die hauptsächlichsten Unrichtigkeiten beseitigt sind.

Dieser Band besteht aus zwei Abtheilungen, wovon die eine die Zwischen- und die andere die Arbeitsmaschinen behandelt. Die Uebertragung der mechanischen Arbeit der Kraft- oder Umtriebsmaschinen auf die Arbeitsmaschinen ist entweder mit einer bloßen Fortpflanzung, oder mit einer Abänderung der Bewegung verbunden, und die letztere besteht entweder in einer Abänderung der Geschwindigkeit, oder in einer Abänderung der Bewegungsweise. Zu den Zwischenmaschinen oder Maschinentheilen, welche bloß die Fortpflanzung der Bewegung bewirken, gehören die im ersten Kapitel abgehandelten Wellen, Stangen, Seile, Ketten u. s. w., wogegen die Zwischenmaschinen, welche die Abänderung oder Umsetzung der Geschwindigkeit der stetigen Kreisbewegung hervorbringen, die im zweiten

415436

Kapitel abgehandelten Zahn- und Riemenräderwerke in sich fassen. Ferner zur Umsetzung der stetigen Kreisbewegung in eine absetzende geradlinige, sowie umgekehrt, zur Umänderung der letzteren in die erstere, dienen die verschiedenen Excentriks und vor Allem die Krummzapfenmechanismen, welche möglichst gründlich und ausführlich im dritten Kapitel abgehandelt werden. Mit dem Krummzapfenmechanismus ist noch ein besonderer Apparat verbunden, welcher im vierten Kapitel unter dem Titel »die Gerad- und Senkrechtführung« Gegenstand der Behandlung ist. Im fünften Kapitel sind ferner die Schrauben und Schraubenräder, und im sechsten Kapitel die ungewöhnlicheren Mechanismen zur Abänderung der Bewegung abgehandelt. Den Schluß der ersten Abtheilung bildet endlich ein sechstes Kapitel, worin die Mechanismen zum Reguliren des Ganges, und die Hülfsmittel zum In- und Außergangsetzen einer Maschine Gegenstände der Behandlung sind.

Ich habe bei Bearbeitung dieser Abtheilung immer nur das Wichtigste und Bewährteste ins Auge gefaßt, wenn aber trotzdem durch dieselbe nicht allen Ansprüchen genügt wird, so bitte ich zu berücksichtigen, daß es keine leichte Arbeit ist, aus der großen, sehr zerstreuten und außerordentlich schnell wachsenden Stoffmenge die zweckentsprechende Auswahl zu treffen. Auch ist nicht außer Acht zu lassen, daß die Ingenieur- und Maschinenmechanik kein Lehrbuch der Maschinenbaukunst ist und daher specielle praktische Regeln der Maschinenbaukunst in derselben nicht zu suchen sind. Von diesem Gesichtspunkte aus sind auch die Anmerkungen auf Seite 304 und 316 in der Constructionslehre für den Maschinenbau von Moll und Reuleaux zu beurtheilen. Wenn in diesem Werke mehrere specielle Lehren mitgetheilt werden, welche in Werken über Mechanik nicht stehen, so liegt dies in der Natur der Sache; es würde sogar einem Werke über Maschinenbaukunst ein Vorwurf zu machen sein, wenn dies nicht der Fall wäre. Daß aber die Herren Verfasser der gedachten Constructionslehre gerade deshalb den Schriftstellern über Mechanik irrige Ansichten unterschieben, bedarf einer Widerlegung. In der Anmerkung auf Seite 316 sagen sie z. B., »die meisten technischen Schriftsteller, unter anderen Burg, Weisbach, Redtenbacher, Armengaud, stellen die durchaus irrige Behauptung auf, daß alle Räder mit Fadenlinienverzahnung immer

Digitized by Google

dann richtig zusammen arbeiten können, wenn sie nur gleiche Theilung haben«. Nach meiner Ueberzeugung läßt sich gegen diesen Satz nichts einwenden, daß aber derselbe noch eine Ergänzung nöthig hat, wenn man noch eine besondere Bedingung macht, z. B. fordert, daß diese Räder ein gewisses Umsetzungsverhältniß geben sollen, versteht sich wohl von selbst.

Die zweite und größere Abtheilung des dritten Bandes, welche von den Arbeitsmaschinen, d. i. von denjenigen Maschinen handelt, durch welche die geforderte Arbeit verrichtet, z. B. Wasser gehoben, Eisen geschmiedet wird u. s. w., zerfällt in vier Abschnitte. Der erstere Abschnitt behandelt die sogenannten Förderungsmaschinen, d. i. die Maschinen zum Heben und Fortschaffen der Körper auf Straßen, Schienen- und Wasserwegen; im zweiten Abschnitt sind die Wasserhebungsmaschinen, d. i. die Maschinen zum Heben und Fortschaffen des Wassers, und im dritten Abschnitt die Luftbewegungsmaschinen, insbesondere die sogenannten Gebläse- und Wettermaschinen Gegenstand der Behandlung. Ich habe bei schriftlicher Bearbeitung dieser Maschinen möglichste Vollständigkeit zu erzielen gesucht, und auch ältere und unvollkommenere Maschinen mit in Betrachtung gezogen, weil ich es für eine besondere und nicht unwichtige Aufgabe der Maschinenmechanik halte, auf theoretischem Wege auch die Unvollkommenheiten und Mängel an Maschinen zu untersuchen. Im vierten und letzten Abschnitte der zweiten Abtheilung behandle ich noch diejenigen Formveränderungsmaschinen, deren Umtrieb nur die Ueberwindung der Schwerkraft oder das Heben von Gewichten erfordert. Bei den übrigen Maschinen dieser Kategorie sind die Arbeitsverrichtungen meist so eigenthümlicher Art, daß sich ihre mechanischen Leistungen ohne besondere Erfahrungssätze nicht ermitteln lassen: es ist daher die Behandlung dieser Maschinen speciellen Zweigen der Technik, z. B. der mechanischen Technologie, Mühlenbaukunst, Landwirthschaft u. s. w. zu überlassen. Zu den Arbeitsmaschinen, welche mittels niederfallender Gewichte arbeiten, gehören die Poch-, Stampf- und Hammerwerke, welche daher auch hier eine systematische und gründliche Behandlung gefunden haben.

In dem mit diesem Werke verbundenen Taschenbuch »Der Ingenieur« werden, wie nicht anders erwartet werden kann, nicht bloß die allgemeinen Constructionsregeln, theoretischen und Erfahrungs-

Digitized by

sätze der hier abgehandelten Maschinen zusammengestellt, sondern auch die zur Construction und Beurtheilung der Leistung anderer Arbeitsmaschinen nöthigen theoretischen und empirischen Regeln und Sätze mitgetheilt.

Schließlich erlaube ich mir nur noch auf eine Auslassung des Herrn Professors Schellbach in der Vorrede zu seinen neuen Elementen der Mechanik, Berlin 1860, hier in wenigen Worten Folgendes zu erwidern. Herr Professor Schellbach findet darin einen Anstoß, daß ich in meiner Mechanik die Masse eines Körpers durch den Quotienten aus dem Gewichte desselben und der Beschleunigung der Schwere messe. Obgleich Herr Professor Schellbach hierbei indirect mit einer großen Anschuldigung gegen mich hervortritt, glaube ich doch meine Schüler und die Leser meines Werkes dadurch beruhigen zu können, daß ich hierin den berühmtesten neueren Autoritäten, Poisson, Navier, Poncelet u. s. w., gefolgt bin (s. Poisson's Traité de Mécanique, Band 1, Seite 227, 2. Aufl., ferner Navier's Résumé des leçons de Mécanique, Seite 81, und Poncelet's Introduction à la Mécanique industrielle, Seite 116, 2. Aufl.).

So übergebe ich denn hiermit den geehrten Lesern meiner Ingenieur- und Maschinenmechanik den Schluß des ganzen Werkes, begleitet mit dem Wunsche, daß diese Schrift trotz ihrer Mängel eine nachsichtige Beurtheilung finden, Ingenieuren und Mechanikern als ein nützliches Lehr- und Handbuch dienen und der deutschen Literatur zur Ehre gereichen möge!

Freiberg, den 15. September 1860.

Der Verfasser.

Inhalt des dritten Theiles.

Erste Abtheilung.

Die Mechanik der Zwischenmaschinen.

§. Seite

Einleitung.

1 Zwischenmaschinen 7

Erstes Kapitel.

Von den fortpflanzenden Maschinentheilen.

2 Wellen, Zapfen und Zapfenlager 8
3—4 Wellenstärken 9
5 Zapfenstärken 13
6 Kuppelungen 15
7 Universalgelenke 18
8—9 Zapfenlager 22
10 Stangen 26
11 Hubverlust 27
12 Gestängschlösser 29
13—15 Bruchschwingen und Gestängkreuze 30
16 Biegsame Fortpflanzungsmittel 37
17 Ketten 38
18 Drahtseile 40
19 Hanfseile 42
20—21 Tragkraft der Hanfseile 43
22 Vergleichung der Seile und Ketten 46
23—24 Leitrollen, Seilscheiben 48

Zweites Kapitel.

Von den Räderwerken, oder den Hülfsmitteln zur Abänderung der stetigen Kreisbewegung.

25 Räderwerke, Zahn- und Riemen-Räderwerke 52
26 Einfache Räderwerke 54
27 Zusammengesetzte Räderwerke 56
28 Armdrücke und Armreibungen der Räderwerke 58

Digitized by Google

§.		Seite
29	Riemenräder	
30	Riemenspannungen	
31	Treibriemen	
32	Spannrollen	
33	Riemenführung	
34—35	Riemenräder (Trommeln)	
36	Seil-, Ketten- und Stangenräder	
37	Zahnräder	
38	Conische Räder	
39	Hyperboloid	
40—44	Hyperboloidenräder	
45	Reibungsräder	
46—47	Radzähne	
48	Zahn- und Kammräder	
49	Zahndimensionen	
50—51	Zähnezahl	
52—56	Zahnreibung	1
57	Stufenräder	1
58—59	Allgemeine Zahnformen	1
60—61	Epicycloiden- und Evolventenzähne	1
62—63	Kreisförmige Zähne	1
64—65	Willis' Zahnformen	1
66	Odonthographe	1
67—68	Drehlinge	1
69	Kumpfe	1
70	Zusammengesetzte Zahnflächen	1
71	Innere Verzahnung	1
72—73	Evolventenverzahnung	1
74	Willis' Verzahnung der Räder	1
75—76	Verzahnung conischer Räder	1
77	Hyperboloidenräder	1
78	Kammräder	1
79	Radconstructionen. Hölzerne Zahnräder	1
80	Eiserne Zahnräder	1

Drittes Kapitel.

Von den Excentrics und den Krummzapfen, als den einfachsten Hülfsmitteln zur Verwandlung der Kreisbewegung in eine geradlinige, und umgekehrt.

81	Seilkorb	15
82	Gezahnte Stange	15
83 – 84	Daumen	15
85	Hebelbewegung	16
86	Angriff ohne Stoß	16
87—88	Excentrics	16
89—90	Krummzapfen	16

Digitized by Google

§.		Seite
91	Doppelte Krummzapfen	173
92—93	Kurbelstange	174
94	Balancier	177
95	Bewegung des Krummzapfens	179
96	Geschwindigkeiten der Kurbel	181
97—98	Kräfte der Kurbel	182
99	Kurbelreibungen	185
100	Mechanik des Krummzapfens	188
101	Trägheit des Lenkers	190
102	Maximal- und Minimalgeschwindigkeit	191
103	Umdrehungszeit des Krummzapfens	193
104	Bewegung durch eine Stangenkraft	194
105	Einfluß kurzer Kurbelstangen	195
106—109	Theorie doppelter Krummzapfen	197
110—111	Theorie dreifacher Krummzapfen	205
112	Ungleichförmigkeitsgrad verschiedener Krummzapfen	209
113	Krummzapfen für oscillirende Cylinder	212
114—116	Krummzapfen für Hebel und Balanciers	213
117—119	Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft	220
120	Doppelte Krummzapfen bei Expansions-Dampfmaschinen	229

Viertes Kapitel.

Von den Gerad- und Senkrechtführungen bei der Verwandlung der Kreisbewegung in die geradlinige, und umgekehrt, bei der Umsetzung der geradlinigen Bewegung in die kreisförmige.

121—122	Feste Leitungen, Leitungsrahmen	233
123—124	Gegenlenker	237
125—126	Seitenabweichung der Gegenlenker	241
127—128	Contrebalancier	246
129—131	Watt'sches Parallelogramm	252
132	Seitenabweichung der Parallelogrammführung	259
133—134	Geradführung mit oscillirendem Träger	261

Fünftes Kapitel.

Von den Schrauben und von den Schraubenrädern.

135	Schraubenlinie	267
136	Schraubenfläche und Schraube	268
137	Schraubenbewegung	271
138	Schraubenzieher, Schraubenschlüssel	273
139	Anwendung der Schrauben	274
140	Stärke und andere Dimensionen der Schrauben	275
141—143	Theorie der flachgängigen Schrauben	276
144	Theorie der scharfgängigen Schraube	283
145	Schrauben als Befestigungsmittel	287
146	Differenzialschrauben	288

Digitized by Google

§.		S.
147—148	Schraube ohne Ende	2
149—150	Schraubenräder	2

Sechstes Kapitel.

Von den ungewöhnlicheren Zwischenmaschinen oder Hülfsmitteln zur Abänderung der Bewegung.

151	Elliptische Räder	3
152	Spiralräder	3
153	Conische Spiralräder	3
154	Excentrische Kreisräder	3
155—156	Epicikelvorgelege, Differenzialgetriebe	3
157	Laufgetriebe	3
158	Geradlinig wiederkehrende Bewegung	3
159	Kreisförmig wiederkehrende Bewegung	3
160	Sperrräder und Sperrklinken	3

Siebentes Kapitel.

Von den mechanischen Vorrichtungen zum Reguliren, Moderiren, Egalisiren, In- und Außergangsetzen der Maschinen.

161	Regulatoren, Moderateren u. s. w.	3
162	Ankerhemmung	3
163	Cylinderhemmung	3
164	Der Windfang	3
165—167	Die Bremse	3
168	Anwendung der Bremse	3
169—171	Theorie der Bremse	3
172	Gegengewichte	3
173—175	Gegengewichtsbalancier	3
176	Hydraulischer und pneumatischer Balancier	3
177—178	Zugbrücken	3
179—182	Gegengewicht bei Krummzapfen und Gestängen	3
183—192	Schwungräder	3
193—197	Conisches Pendel	3
198	Parabolischer Centrifugalregulator	4
199	Differenzial- und Pendelregulatoren	4
200	Federregulator	41
201	Hydraulische und pneumatische Regulatoren	41
202—204	Ein- und Ausrückvorrichtungen	41

Digitized by Google

Zweite Abtheilung.

Die Mechanik der Arbeitsmaschinen.

Einleitung.

§.		Seite
205	Eintheilung der Arbeitsmaschinen	425

Erster Abschnitt.

Von den Förderungsmaschinen.

Erstes Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben der Lasten auf kleinere Höhen.

206	Verschiedene Arten der Förderungsmaschinen	426
207	Hebel und Hebeladen	427
208	Rollen	429
209	Rollen und Flaschenzüge	431
210—211	Flaschenzüge	434
212	Winden, Bau- und Fuhrmannswinden	440
213	Hydraulische Presse	442
214	Hydraulische Winde	444
215	Transportable Vorgelegshaspel	446
216	Gegenwinden oder Differenzialhaspel	449
217—219	Aufzüge	452
220	Pneumatische Aufzüge	459
221	Wassersäulenaufzug	463
222—223	Hänge- und Ablademaschinen	466
224—227	Krahne	473
228	Bewegliche Krahne	485
229	Wassersäulenkrahn	487
230	Dampfkrahn	491
231	Statik der Krahne	493
232	Mechanik der Krahne	497
233	Rammmaschinen	500
234	Kunstramme	503
235	Dampframme	506
236	Mechanische Arbeit der Rammen	510
237	Abbohrmaschinen	511

Digitized by Google

Zweites Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben der Lasten auf größere Höhen.

§.
238 Verschiedene Maschinen zum Fördern in Schächten . . . .
239—240 Verghaspel . . . . . .
241 Vorgelegshaspel . . . . . .
242—244 Hand- und Pferdegöpel . . . . . .
245 Spiralkorb . . . . . .
246—248 Wasserrad- und Turbinengöpel . . . . . .
249—250 Wassersäulengöpel . . . . . .
251—252 Dampfgöpel . . . . . .

Drittes Kapitel.

Von dem Fortschaffen der Lasten auf ganz oder nahe horizontalen Wegen.

253 Förderungsmethoden . . . . . .
254 Förderungsmittel . . . . . .
255 Schiebkarren . . . . . .
256 Zweirädrige Karren . . . . . .
257 Wagenräder . . . . . .
258 Widerstand der Fahrbahn . . . . . .
259 Anstoß der Räder an Steine . . . . . .
260—262 Vierrädriger Wagen . . . . . .
263 Widerstandscoefficienten . . . . . .
264 Schienenbahnen . . . . . .
265 Schienen und Schwellen . . . . . .
266 Unterbau . . . . . .
267 Verbindung getrennter Schienenbahnen . . . . . .
268 Eisenbahnwagenräder . . . . . .
269 Eisenbahnwagen . . . . . .
270 Seilbahnen . . . . . .
271 Atmosphärische Eisenbahnen . . . . . .
272 Locomotiven . . . . . .
273—274 Locomotivenkessel . . . . . .
275 Beschreibung einer abgebildeten Locomotive . . . . . .
276 Locomotivenmechanismen . . . . . .
277 Locomotivensteuerung . . . . . .
278—279 Schieberbewegung . . . . . .
280—282 Stephenson'sche Coulisse . . . . . .
283—284 Dampfwagengestelle . . . . . .
285 Tender . . . . . .
286 Dampfwagen mit drehbaren Axengestellen . . . . . .
287—293 Theorie der Bewegung der Dampfwagen . . . . . .
294 Gegengewichte . . . . . .
295—296 Widerstand auf Eisenbahnen . . . . . .

Digitized by Google

§.		Seite
297	Schiffahrtscanäle	704
298	Speisung der Canäle	706
299	Kammerschleusen	709
300—301	Schleusenthore	718
302	Wasserbedarf beim Durchschleusen	720
303	Seitenbassins	723
304	Girard's Schleuse mit Schwimmer	725
305	Schiffsaufzüge	728
306—307	Construction der Schiffe	730
308	Schiffsrisse	736
309	Schiffsformen	738
310	Stabilität der Schiffe	741
311	Widerstand des Wassers	746
312	Schiffsziehen	747
313	Das Steuern der Schiffe	751
314	Fortbewegung der Schiffe durch Rudern	753
315	Ruderschaufel, Schaufelrad	756
316	Flügelrad	759
317	Bugsiren durch Dampfschiffe	761
318	Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaschine	762
319	Ruderräder	765
320	Schaufelräder	767
321	Schraubenräder	772
322	Dampfschiffsmaschinen	776
323	Schiffsdampfkessel	780
324	Ablassen des Kesselwassers	782

Zweiter Abschnitt.

Von den Wasserhebungsmaschinen.

Erstes Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben des Wassers auf kleinere Höhen.

325	Verschiedene Arten des Wasserhebens	785
326	Wasserschaufeln	787
327	Wurfräder	789
328	Schöpfräder	791
329—330	Zellen- und Schneckenräder	793
331	Paternosterwerke	799
332	Schaufelwerke	803
333	Leistung der Paternosterwerke	806
334—335	Archimedische Wasserschnecke	811
336—338	Wasserschraube	819

Zweites Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben des Wassers auf größere Höhen.

§.
339—340 Die Spiralpumpe . . . . .
341—343 Centrifugalpumpen . . . . .
344 Rotationspumpen . . . . .
345 Verschiedene Arten von Pumpen . . . . .
346 Pumpen mit Ventilkolben . . . . .
347—348 Pumpen mit Massivkolben . . . . .
349 Doppelpumpen . . . . .
350 Saughöhe . . . . .
351 Schädlicher Raum . . . . .
352 Pumpenröhren . . . . .
353—355 Pumpenventile . . . . .
356 Pumpenkolben . . . . .
357 Niedrige und hohe Saugsätze . . . . .
358 Mönchs- und Perspectivpumpen . . . . .
359 Saug- und Druckpumpen . . . . .
360 Mönchspumpen . . . . .
361 Kastenpumpen und doppeltwirkende Pumpen . . . . .
362 Hubwassermenge und Kolbendurchmesser einer Pumpe . . . . .
363—364 Nebenhindernisse der Pumpen . . . . .
365—366 Arbeit zur Bewegung der Pumpen . . . . .
367 Pumpenwerke, Kunstgezeuge, Handpumpen . . . . .
368—370 Feuerspritzen . . . . .
371—372 Berechnung der Feuerspritzen . . . . .
373 Kunstgezeuge . . . . .
374 Kunstgestänge . . . . .
375 Radkünste . . . . .
376—378 Wassersäulenkünste . . . . .
379—380 Dampfpumpen . . . . .
381—382 Dampfkünste . . . . .
383 Dampfkunst mit Balancier . . . . .
384 Directwirkende Dampfkunst . . . . .
385 Städtische Wasserhebungsdampfmaschine . . . . .
386 Accumulator . . . . .
387 Hydraulische Widder oder Stoßheber . . . . .
388 Saugende Stoßheber . . . . .
389 Leistung der Stoßheber . . . . .
390 Theorie des Stoßhebers . . . . .
391—392 Saugheber . . . . .
393 Theorie des Saughebers . . . . .
394 Der Heronsbrunnen, die Wasserhebungs-Luftmaschine . . . . .

Dritter Abſchnitt.

Von den Luftbewegungsmaſchinen.

Erſtes Kapitel.

Bewegung der Luft durch die Wärme.

§.		Seite
395	Fortſchaffen der Luft, Gebläſe und Wettermaſchinen	979
396	Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz	981
397	Natürlicher Luft- und Wetterwechſel	985
398	Künſtlicher Luft- und Wetterwechſel, Wetteröfen	988
399	Theorie des künſtlichen Wetterwechſels	991

Zweites Kapitel.

Fortbewegung der Luft durch directes Zuſammendrücken oder Ausdehnen derſelben.

400	Gebläſe und Ventilatoren	995
401	Kolbengebläſe	996
402	Windregulatoren	999
403	Kaſtengebläſe	1003
404	Wetterſatz	1005
—	Glockengebläſe	1006
405	Lederne Balgen	1007
406—407	Doppeltwirkende Cylindergebläſe. Liegendes Cylindergebläſe	1010
408	Schiebergebläſe	1016
409—410	Gebläſekolben und deren Liderungen	1020
411	Windleitungen	1025
412	Düſen, Düſenſtellung	1027
413	Erhitzte Gebläſeluft	1030
414—415	Theoretiſche Arbeit der Gebläſe	1032
416	Der ſchädliche Raum der Kolbengebläſe	1040
417	Verluſte durch die Ventile	1043
418	Verluſte durch die Schieber	1047
419	Schiebermechanismus	1050
420	Gebläſe-Indicatoren	1053
421	Nebenhinderniſſe und Betriebskraft der Ventilgebläſe	1055
422	Nebenhinderniſſe und Betriebskraft der Schiebergebläſe	1060
423—424	Theorie der Windregulatoren	1063
425—426	Windmenge, Größe der Düſenmündung für kalte Gebläſeluft	1070
427—428	Größe der Düſenmündung für erhitzte Gebläſeluft	1078
429	Größe und Dimenſionen der Kolbengebläſe	1084

§.		Seite
430	Umtriebsmaschinen der Gebläse	1090
431—433	Dampfmaschinen-, Ventil- und Schiebergebläse	1095
434	Größe der Umtriebskraft, Aufschlagwassermenge, Dampfmenge	1107
435	Schwungrad direct wirkender Dampfmaschinengebläse	1109
436—437	Rotirende Kolbengebläse	1112

Drittes Kapitel.

Pressungsveränderung und Fortbewegung der Luft durch die Kraft der Trägheit.

438	Ventilatoren	1121
439	Centrifugalventilatoren	1123
440—441	Theorie der Ventilatoren	1127
442	Ventilatoren mit krummen Schaufeln	1134
443	Construction der Ventilatoren	1138
444	Rad- und Diffuserschaufeln	1143
445—446	Verschiedene Constructionen der Centrifugalventilatoren	1148
447	Windradventilatoren und Schraubenventilatoren	1155
448	Theorie der Schraubenventilatoren	1158

Viertes Kapitel.

Zusammendrückung und Fortbewegung der Luft mittels des Wassers.

449	Spiral- und Schraubengebläse	1162
450—452	Cagniardellen	1164
453	Ketten- oder Paternostergebläse	1176
454	Wassersäulengebläse	1178
455—456	Wassertrommelgebläse	1182
457	Saugstrahlpumpe	1188
458	Giffard's Speisepumpe	1190

Vierter Abschnitt.

Von den Maschinen, welche zur Formveränderung der Körper dienen.

459	Poch- und Hammerwerke	1196
460	Poch- und Stampfwerke	1197
461	Erzpochwerke	1199
462	Oelfrucht-Stampfwerke	1203
463—465	Hebling und Heblingswelle	1205

§.		Seite
466—467	Theorie der Poch- und Stampfwerke	1213
468—469	Umtriebsmaſchinen der Poch- und Stampfwerke	1220
470	Umtriebskraft der Poch- und Stampfwerke	1225
471	Stempel- oder Freifallhämmer	1227
472—473	Theorie der Stempelhämmer	1232
474	Frictionshämmer	1243
475—476	Theorie der Frictionshämmer	1249
477—480	Dampfhämmer, zwei Haurtſyſteme derſelben	1256
481	Andere Dampfhammerſyſteme	1268
482	Theorie der Dampfhämmer	1270
483—484	Hebelhammerwerke	1277
485—486	Schwanzhämmer	1285
487	Hammergerüſte	1291
488	Umtriebsmaſchine der Hammerwerke	1293
489	Steiermärkiſches Hammerwerk	1295
490	Schwanzhammer mit Dampfmaſchinenbetrieb	1298
491—492	Aufwerfhämmer	1300
493	Stirnhämmer, Bruſthämmer	1305
494	Walkhämmer	1309
495	Welldaumen und Daumenconſtructionen	1312
496	Statik der Hebelhammerwerke	1316
497—498	Mechanik der Hebelhammerwerke	1321
499—500	Leiſtung der Hammerwerke	1328
501	Fallzeit der Hebelhämmer	1335
502	Arbeitsverluſt beim Fallen und Aufſchlagen des Hammers	1337
503	Stoß gegen den Hammerreitel	1339

Digitized by Google

Digitized by Google

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Digitize

Digitized by Google

UNIV. OF CALIFORNIA

Erste Abtheilung.

Die Mechanik der Zwischenmaschinen.

Einleitung.

§. 1. Die Kraft- oder Umtriebsmaschinen, wie z. B. die Wasserräder, Dampfmaschinen u. s. w., geben selten unmittelbar diejenigen Bewegungen, welche zur Verrichtung einer gewissen Arbeit, z. B. zum Wasserheben durch Pumpen, oder zum Schmieden der Metalle mittels Hämmer u. s. w. nöthig sind; meist bedarf es vielmehr noch gewisser Vorrichtungen, der sogenannten Zwischenmaschinen, welche die Bewegungen der Kraftmaschinen abändern, umsetzen und auf die Arbeitsmaschinen übertragen (vergl. II. §. 42). Bei einer gewöhnlichen Sägemühle z. B. wird die Kreisbewegung des Wasserrades mittels Räder, Krummzapfen u. s. w. umgesetzt, abgeändert und auf das Sägegatter, den arbeitenden Maschinentheil, übergetragen. Die Zwischenmaschinen bestehen aus Rädern, Hebeln, Schrauben, Stangen, Seilen, Riemen u. s. w. und sind so mannigfaltig, daß sie sich nicht gut in ein geordnetes System zusammenstellen lassen. Manche derselben dienen zur bloßen Fortpflanzung der Bewegung, andere zur Aenderung der Bewegungsrichtung, andere zur Veränderung der Geschwindigkeit, noch andere zur Abänderung der Bewegungsweise u. s. w.

Die Kraft- oder Umtriebsmaschinen liefern uns vorzüglich nur zwei Bewegungen, die stetige Bewegung im Kreise und die absetzende Bewegung in der geraden Linie, deshalb haben wir denn auch im Folgenden vorzüglich nur von der Fortpflanzung, Umsetzung und Abänderung dieser Bewegungen zu handeln.

Anmerkung. Sehr gewöhnlich theilt man die Bewegungen bei Maschinen in einfache und zusammengesetzte, erstere aber wieder in geradlinige und kreisförmige ein, und unterscheidet in beiden Fällen die stetige und die absetzende oder hin- und hergehende Bewegung von einander. Hiernach giebt es also vier verschiedene einfache Bewegungen, und sechszehn Maschinensysteme, wodurch jede dieser Bewegungen in sich selbst oder in eine der drei übrigen abgeändert wird. Man findet hierüber Ausführliches im 1ten Bande der allgemeinen Maschinenencyclopädie von Hülsse, ferner in den

Digitized by Google

Zwischenmaschinen.

Principles of Mechanism, by Robert Willis, London 1841, in Verdam's Grundsätze der angewandten Werkzeugswissenschaft und Mechanik, Weimar 1834, und in der Schrift von Lanz und Bétancourt »Essai sur la composition des machines«; deutsch unter dem Titel »Versuch über die Zusammensetzung der Maschinen« von Kreyher, Berlin 1829.

Erstes Kapitel.

Von den fortpflanzenden Maschinentheilen.

Wellen und Zapfen.

§. 2. Die Wellen (franz. arbres; engl. shafts, journals) sind die ersten Hilfsmittel zur Fortpflanzung einer stetigen Kreisbewegung. Ihre Umdrehungsaxe fällt in der Regel mit ihrer geometrischen Längenaxe zusammen. Nach der Lage ihrer Axen hat man liegende, stehende oder geneigte Wellen. Schwache stehende Wellen nennt man Spindeln (franz. fuseaux; engl. spindles). Man hat Wellen aus Holz, Guß- oder Schmiedeeisen. Die hölzernen Wellen werden gewöhnlich polygonal bearbeitet, gußeiserne Wellen sind cylindrisch und entweder massiv oder hohl und erhalten nicht selten noch Rippen oder Federn (franz. nervures; engl. feathers); schmiedeeisernen Wellen giebt man meist einen quadratischen Querschnitt oder läßt sie cylindrisch abdrehen. Damit die Wellen während ihrer Umdrehung nicht in Schwingungen gerathen, oder vielmehr bald größere, bald kleinere Biegungen erleiden, soll man ihnen möglichst regelmäßige Querschnitte geben.

Eine Welle ist noch mit Köpfen zur Aufnahme von Bewegungstheilen, z. B. Rädern, und mit Zapfen zur Uebertragung ihres Druckes auf die Unterstützung verbunden. Die Köpfe oder die Stellen, wo die Räder auf den Wellen aufsitzen, erhalten um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{3}$ mehr Stärke als die Welle selbst; sie sind meist rund, oder regelmäßig prismatisch. Die Zapfen (franz. tourillons; engl. gudgeons) sind genau abgedrehte cylindrische Theile der Welle, welche in entsprechend ausgedrehten Lagern, den sogenannten Zapfenlagern oder Pfannen (franz. coussinets; engl. plumber blocks), umlaufen. Bei einer stehenden Welle heißt der untere Zapfen gewöhnlich der Stift (franz. und engl. pivot) und das Lager, worin derselbe umläuft, die Pfanne (franz. crapaudine; engl. step, bearing). Die Zapfen sind in der Regel von Guß- oder Schmiedeeisen und bilden sehr oft mit der Welle ein Ganzes, die Zapfenlager bestehen zwar oft aus Gußeisen oder Messing, sind aber am besten aus Rothguß (5 Theile Kupfer und 1 Theil Zinn) herzustellen. Mehreres über diesen Gegenstand ist schon II. §. 90 abgehandelt worden.

Digitized by Google

§. 3. Die Stärke, welche einer Welle zu geben ist, richtet sich theils nach der Belastung, theils nach dem Kraft- oder Torsionsmomente der Welle. Bei wenig belasteten Wellen läßt sich dieselbe vorzüglich aus letzterem berechnen. Ist Pa das Kraftmoment, welches durch eine Welle übergetragen wird, so haben wir nach I. §. 211 für die Stärke $d = 2r$ einer runden gußeisernen Welle: Wellenstärken.

$$Pa = 12600\, r^3 = 1575\, d^3, \text{ und daher } d = \sqrt[3]{\frac{Pa}{1575}} \text{ Zoll,}$$

oder, wenn man Pa in Fußpfund, also den Hebelarm a in Fußen giebt,

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pa}{131}} = 0{,}197 \sqrt[3]{Pa} \text{ Zoll.}$$

Der größeren Sicherheit wegen ist jedoch erfahrungsmäßig $d = 0{,}35 \sqrt[3]{Pa}$ Zoll zu nehmen.

Ist L die Leistung in Pferdekräften (zu 510 Fßpf.), welche durch die Welle fortgepflanzt wird, und u die Anzahl der Wellenumdrehungen pro Minute, so hat man $L = \frac{\pi u a}{30} \cdot \frac{P}{510}$, daher $Pa = \frac{15300\, L}{\pi u}$ und

$$d = 6 \sqrt[3]{\frac{L}{u}} \text{ Zoll.}$$

Ist die Welle hohl und n das Verhältniß des innern Durchmessers d_1 zum äußern, also $d_1 = n d$, so hat man

$$d = 6 \sqrt[3]{\frac{L}{(1-n^4)\, u}} \text{ Zoll, z. B. für } n = 0{,}6,\ d = 6{,}3 \sqrt[3]{\frac{L}{u}}$$

und die Eisenstärke: $\frac{d - d_1}{2} = 1{,}26 \sqrt[3]{\frac{L}{u}}$ Zoll.

Für einen Schaft oder eine Welle mit quadratischem Querschnitte ist, wenn s die Seite desselben bezeichnet, das Torsionsmoment

$$\frac{8\sqrt{2}}{3\pi} \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^3 = 1{,}2 \left(\frac{s}{d}\right)^3 \text{ mal}$$

so groß als für die runde Welle, und daher

$$s = 6 \sqrt[3]{\frac{L}{1{,}2u}} = 5{,}65 \sqrt[3]{\frac{L}{u}} \text{ Zoll.}$$

Schmiedeeiserne Wellen können um 4 Procent schwächer, und hölzerne, namentlich solche aus Eichen- oder Tannenholz, müssen mindestens doppelt so stark gemacht werden, als gußeiserne Wellen.

Lange Transmissionswellen müssen eine größere Stärke erhalten als obige Formeln angeben, damit die Torsionswinkel nicht sehr groß ausfallen. Setzt man in der Formel $Pa = 160000 \frac{\alpha^0 r^4}{l}$ (I. §. 211) statt $r^4 = \frac{d^4}{16}$,

Digitized by Google

Wellenstärken. drückt man ferner den Hebelarm a und die Länge l der Welle in Fußen aus und nimmt man den zulässigen Torsionswinkel $\alpha^0 = (1/4)^0$, so erhält man $Pa = 17\,\frac{d^4}{l}$, daher die entsprechende Stärke einer gußeisernen Transmissionswelle: $d = 0{,}49\,\sqrt[4]{Pal} = 4\,\sqrt[4]{\frac{Ll}{u}}$ Zoll.

Diese Formel ist nur anzuwenden, wenn die Wellenlänge

$$l > \left(\frac{6}{4}\right)^4 \sqrt[3]{\frac{L}{u}},\ \text{d. i.} > 5\,\sqrt[3]{\frac{L}{u}}\ \text{ist.}$$

Drückt man $\frac{L}{u}$ durch d aus, und l wie d in Zollen, so läßt sich diese Bedingung auch durch $l > 12\,.\,\frac{6^3}{4^4}\,d$, d. i. $l > 10\,d$ ausdrücken.

Wenn eine Welle der Wirkung einer lebendigen Kraft ausgesetzt ist, wie z. B. wenn auf derselben ein Schwungrad sitzt, so muß man deren Stärke nach dieser Wirkung berechnen. Ist G das Gewicht des Schwungringes und v die Geschwindigkeit desselben, so hat man das Arbeitsquantum, welches dieser Ring ausgiebt, wenn er in Ruhe versetzt wird, $L = \frac{v^2}{2g}\,G$. Ist dagegen Pa das Torsionsmoment und α der Torsionsbogen, so hat man die Arbeit, durch welche die Torsion hervorgebracht wird, $L = \frac{\alpha a P}{2}$, oder, da nach I. §. 209, für eine cylindrische Welle $\alpha = \frac{4\,lPa}{\pi r^4 E}$ ist,

$$L = \frac{2\,l\,(Pa)^2}{\pi r^4 E} = \frac{\pi r^4 E}{8l}\,.\,\alpha^2,$$

und da endlich für das Abwürgen, nach §. 211, $\left(\frac{\alpha r}{l}\right)^2 = \frac{2K}{E}$ ist,

$$L = 1/4\,\pi r^2 l K.$$

Hiernach erhält man für die Wellenstärke $d = 2r$ die Formel

$$d = 4\,\sqrt{\frac{L}{\pi l K}},$$

oder, wenn man für Gußeisen $K = 1000$ Pfund setzt,

$$d = 0{,}07\,\sqrt{\frac{L}{l}} = 0{,}07\,\sqrt{\frac{v^2}{2gl}}\,.\,G.$$

Beispiel. Welche Stärke ist einer massiven gußeisernen Welle zu geben, wenn dieselbe bei 20 Umdrehungen pro Minute ein Arbeitsquantum von 40 Pferdekräften fortpflanzen soll? Nach der Formel $d = 6\,\sqrt[3]{\frac{L}{u}}$, folgt die gesuchte Stärke $d = 6\,\sqrt[3]{\frac{40}{20}} = 7\,1/7$ Zoll. Bei einer Länge l von 20 Fußen

Digitized by Google

würde nach der Formel $d = 4\sqrt[4]{\frac{Ll}{u}}$ diese Stärke $d = 4\sqrt[4]{2.20} = 4.2{,}5$ Wellenstärken. $= 10$ Zoll betragen müssen, und wenn hingegen diese Welle nur 5 Fuß Länge hätte und ein Schwungrad von 10 Fuß Halbmesser und 20000 Pfund Gewicht trüge, so würde nach der Formel $d = 0{,}07\sqrt{\frac{v^2}{2gl}G}$ die Stärke der Welle $d = 0{,}07\sqrt{\left(\frac{10.20.\pi}{30}\right)^2 . \frac{20000}{62{,}5.5}} = 0{,}07\sqrt{438{,}6.64} = 11{,}7$ Zoll sein müssen.

§. 4. Aus der Belastung Q einer Welle läßt sich die Stärke derselben nach den schon in I. §. 202 und II. §. 89 gegebenen Regeln berechnen. Ist die Last Q auf den Theil c der ganzen Wellenlänge l gleichmäßig vertheilt, und steht der Mittelpunkt des Theiles c oder der Last Q von den beiden Lagern oder Stützpunkten um l_1 und l_2 ab, so hat man für die Seite s einer vierkantigen Welle: $s = \sqrt[3]{\frac{6Q}{K}\left(\frac{l_1 l_2}{l} - \frac{c}{8}\right)}$. Giebt man c, l, l_1 und l_2 in Fußen und nimmt man für $\frac{K}{6} = 1000$ Pfund, so erhält man für eine solche Welle aus Gußeisen

$$s = 0{,}23\sqrt[3]{Q\left(\frac{l_1 l_2}{l} - \frac{c}{8}\right)} \text{ Zoll.}$$

Für eine massive cylindrische Welle ist dagegen die Stärke

$$d = 1{,}2\, s = 0{,}28\sqrt[3]{Q\left(\frac{l_1 l_2}{l} - \frac{c}{8}\right)},$$

und für eine hohle, wenn die Weite der Höhlung $n\,d$ ist,

$$d = 0{,}28\sqrt[3]{\frac{Q}{1-n^4}\left(\frac{l_1 l_2}{l} - \frac{c}{8}\right)}.$$

In vielen Fällen kann man die Belastung Q in einem Punkte der Welle wirkend annehmen, also $\frac{c}{8}$ gegen $\frac{l_1 l_2}{l}$ vernachlässigen; es ist dann $\frac{Q l_1 l_2}{l} = R_1 l_1$, wo R_1 den Druck in einem Zapfen und l_1 den Abstand der Last Q von diesem Zapfen bezeichnet, und daher für eine massive runde Welle aus Gußeisen: $d = 0{,}28\sqrt[3]{R_1 l_1}$.

In vielen Fällen stehen das Torsionsmoment Pa und das Biegungsmoment $R_1 l_1$ in einem Verhältnisse zu einander, welches erfordert, daß man bei der Stärkenbestimmung einer Welle auf beide Momente zugleich Rücksicht nehmen muß. Es ist dann nach der Theorie der zusammengesetzten Festigkeit (s. Ingenieur, Seite 427 und Seite 555) für eine runde gußeiserne Welle: $d^6 = (0{,}28)^3 R_1 l_1 d^3 + (0{,}35)^6 P^2 a^2$, oder, wenn man

Digitized by Google

Wellenstärken. $\frac{R_1 l_1}{Pa} = m$ und $(0{,}256\,m + \sqrt{1 + 0{,}0655\,m^2})^{1/2} = \psi$ setzt,

$$d = 0{,}35\,\psi\,\sqrt[3]{Pa} = 6\,\psi\,\sqrt[3]{\frac{L}{u}}\ \text{Zoll.}$$

für $m = {}^1/_2$	1	2	3	4	5	6
ist $\psi = 1{,}04$	1,09	1,18	1,27	1,35	1,43	1,50

Fig. 1. u. 2.

Ist eine gußeiserne Welle vierkantig und gerippt, wie Fig. 1 und 2 im Querschnitte vor Augen führen, so hat man

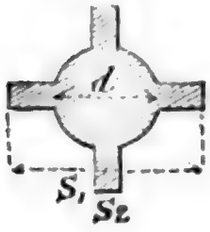
$$s = 0{,}23\,\sqrt[3]{\frac{m\,R_1 l_1}{1 + (m^3 - 1)\,n + (m-1)\,n^3}}$$ zu setzen,

wobei m das Verhältniß $\frac{s_1}{s}$ der ganzen Rippenhöhe s_1 zur Seite s der Welle und n das Verhältniß $\frac{s_2}{s}$ der Rippendicke s_2 zu eben derselben bezeichnet.

Gewöhnlich nimmt man $m = \frac{s_1}{s} = 3$ und $n = \frac{s_2}{s} = {}^1/_3$,

daher hat man $s = 0{,}23\,\sqrt[3]{\frac{3}{9{,}74}\,R_1 l_1} = 0{,}15\,\sqrt[3]{R_1 l_1}$ Zoll.

Fig. 3.



Für eine gerippte runde Welle, wie Fig. 3, ist dagegen

$$d = 0{,}28\,\sqrt[3]{\frac{m\,R_1 l_1}{1 + 1{,}7\,[(m^3-1)\,n + (m-1)\,n^3]}},$$

wo m und n die Verhältnisse $\frac{s_1}{d}$ und $\frac{s_2}{d}$ der Höhe s_1 und Dicke d der Rippen zum Wellendurchmesser s_2 bezeichnen.

Gewöhnlich nimmt man $m = \frac{s_1}{d} = 3$ und $n = \frac{s_2}{d} = {}^1/_3$, und erhält daher $d = 0{,}28\,\sqrt[3]{\frac{3}{15{,}86}\,R_1 l_1} = 0{,}15\,\sqrt[3]{R_1 l_1}$ Zoll.

Lange Wellen müssen, wenn sie stark belastet sind, nicht nach der Festigkeit, sondern nach der Elasticität berechnet werden, weil durch das Einbiegen ein unaufhörlicher Wechsel in die Spannungen der Welle kommt, und dadurch die Haltbarkeit und der genaue Gang derselben leicht beeinträchtigt werden kann. Nimmt man auf jeden laufenden Fuß der Welle ${}^1/_{120}$ Zoll Einbiegung, setzt man also für die ganze Einbiegung einer in der Mitte belasteten Welle: $a = {}^1/_{120} \cdot \frac{l}{12}$, so erhält man, da nach I. §. 190 diese

Digitized by Google

Einbiegung a auch $= \frac{Q l^3}{48 W E}$ ist, $Q l^2 = {}^1/_{30} W E$, Wellenstärken.

also für eine quadratische Welle, wo $W = \frac{s^4}{12}$ ist, $Q l^2 = \frac{s^4}{360} E$,

dagegen für eine runde Welle, wo $W = \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64}$, $Q l^2 = \frac{\pi}{1920} d^4 E$.

Führen wir nun für Gußeisen $E = 17000000$ Pfund ein, und nehmen wir die Wellenlänge l in Fußen gegeben an, so erhalten wir

$$Q l^2 = \frac{17000000}{144 \,.\, 360} \,.\, s^4 = 328\, s^4 = 193\, d^4,$$

daher umgekehrt, $s = 0{,}24 \sqrt[4]{Q l^2}$ und $d = 0{,}27 \sqrt[4]{Q l^2}$.

Hölzerne Wellen sind auch in diesem Falle doppelt so stark, und schmiedeiserne um 5 Procent schwächer zu machen. Man kann hiernach auch leicht beurtheilen, bei welcher Wellenlänge die eine oder die andere Formel die größere Stärke giebt. Z. B. für eine runde gußeiserne Welle ist die letzte Formel anzuwenden, wenn $0{,}27 \sqrt[4]{Q l^2} > 0{,}28 \sqrt[3]{\frac{Q}{2} \,.\, \frac{l}{2}}$,

also wenn $l > \left(\frac{0{,}28}{0{,}27}\right)^6 \frac{\sqrt{Q}}{16}$, d. i. $l > 0{,}078 \sqrt{Q}$ ist.

Drückt man Q durch d aus, so erhält man auch die Bedingung

$l > \frac{\sqrt{0{,}078}}{0{,}27} d$, oder wenn man auch l in Zollen giebt, wenn $l > 12{,}4\, d$ ist.

Beispiel. Welche Stärke ist einer gußeisernen Welle zu geben, welche bei einer Länge von 8 Fuß ein Arbeitsquantum L von 20 Pferdekräften aufzunehmen, in der Mitte eine Last von 4000 Pfund zu tragen hat und pro Minute 30 Umdrehungen machen soll? Es ist hier $Pa = \frac{30 \,.\, 510}{\pi} \,.\, \frac{L}{u} = \frac{510 \,.\, 20}{\pi} = 3247$ Fußpfund und $R_1 l_1 = \frac{Q}{2} \,.\, \frac{l}{2} = 2000 \,.\, 4 = 8000$, daher $m = \frac{R_1 l_1}{Pa} = \frac{8000}{3247} = 2{,}4$ und nach der obigen Tabelle $\psi = 1{,}22$, endlich aber die gesuchte Wellenstärke $d = 6 \,.\, 1{,}22 \sqrt[3]{\frac{20}{30}} = 6{,}4$ Zoll.

§. 5. Die Stärke der Zapfen einer Welle hängt von dem Zapfendrucke oder von der Belastung der Welle ab. Ist der Zapfendruck $= R$, der Zapfendurchmesser $= d$ und die Zapfenlänge $= l$, so hat man, wenn man den ungünstigsten Fall nimmt, daß R am äußersten Ende des Zapfens wirkt, nach der Theorie der relativen Festigkeit, und wenn, wie meist, das Material aus Gußeisen besteht (s. I. S. 214.) $Rl = 4700 r^3 = 4700 \left(\frac{d}{2}\right.$ Zapfenstärken.

und daher $d = 2 \sqrt[3]{\frac{Rl}{4700}} = 0{,}12 \sqrt[3]{Rl}$.

Digitized by Google

Zapfenſtärken. In der Regel iſt $l = {}^5/_4 d$ bis ${}^3/_2 d$, weshalb

1) $d = 0{,}048 \sqrt[3]{R}$ Zoll genommen wird.

Schmiedeeiſerne Zapfen ſind um ¼ ſchwächer zu machen. Nach Buchanan und Armengaud iſt für die Zapfenlänge ein mittlerer Werth einzuſetzen und deshalb 2) $d = 0{,}27 \sqrt[3]{R}$ Zoll zu nehmen.

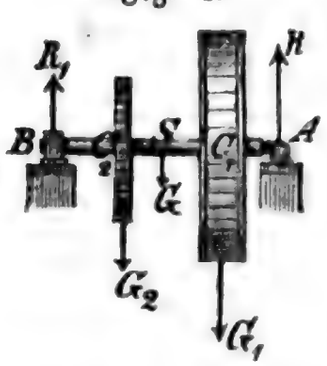
Jedenfalls fallen nach dieſer Formel die Zapfenſtärken bei ſchwachen Belaſtungen zu groß aus.

Hiernach iſt folgende Tabelle der Zapfenſtärken zuſammengeſetzt.

Zapfendrücke in Centnern zu 100 Pfd.	2	5	10	20	50	100	150	200
Zapfenſtärken in Zollen nach 1	0,68	1,07	1,52	2,15	3,39	4,80	5,88	6,69
" 2	1,60	2,13	2,70	3,40	4,62	5,81	6,66	7,33

Was die Zapfendrücke anlangt, ſo kann man dieſelben aus dem Gewichte G der Welle AB, Fig. 4, und aus den Gewichten G_1 und G_2 der auf ihr ſitzenden Räder, ſowie aus der ganzen Wellenlänge $AB = l$, und aus den Abſtänden $BC_1 = l_1$ und $BC_2 = l_2$ der Laſtpunkte oder Radmittel C_1 und C_2 von einem Stützpunkte B berechnen. Es iſt nämlich der Druck im Zapfen A:

Fig. 4.



$$R = \frac{{}^1/_2 G l + G_1 l_1 + G_2 l_2}{l},$$ und der in B

$$R_1 = \frac{{}^1/_2 G l + G_1 (l - l_1) + G_2 (l - l_2)}{l}.$$

Befindet ſich ein Zapfen zwiſchen den Rädern, deren Momente einander entgegen wirken, wie z. B. bei S in Fig. 4, ſo muß deſſen Stärke wie die einer Welle aus dem Torſionsmomente berechnet werden.

Die Stärke eines Stiftes oder ſtehenden Zapfens beſtimmt ſich mittels der Torſion, welche die Reibung an der Baſis des Stiftes hervorbringt. Aus dem Gewichte oder dem Axendrucke G der Welle ergiebt ſich mit Hilfe des Reibungscoefficienten f ($= 0{,}15$) die Reibung an der Baſis, und iſt nun d die Stärke dieſes Stiftes, ſo hat man das Reibungs- oder Torſionsmoment $Pa = \frac{fGd}{2}$. Setzt man nun dieſes in Formel $d = 0{,}35 \sqrt{Pa}$ für die Wellenſtärke, alſo $P = fG$ und $a = \frac{d}{2}$, oder vielmehr $\frac{d}{24}$, weil a in Fußen gegeben ſein ſoll, ſo erhält man

Digitized by Google

$$d^2 = (0{,}35)^3 . \frac{0{,}15}{24} G = 0{,}000268\, G\,,$$ Zapfenstärken.

und daher $d = 0{,}0164 \sqrt{G}$ Zoll; da aber f leicht noch einmal so groß ausfallen kann, $d = 0{,}025 \sqrt{G}$.

Diese Formel entspricht auch ziemlich der Regel Tredgolds, nach welcher man eiserne Zapfen nur mit 1500 Pfund Druck pr. Quadratzoll belasten soll.

Die Stifte schnell umlaufender Turbinenwellen müssen, damit sie nicht leicht warm gehen, eine größere Stärke erhalten. Ist u die Umdrehungszahl der Welle $p.\ m.$, so kann man

$d = 0{,}017 \sqrt{(1 + 0{,}1\ u)\ G}$ Zoll in Anwendung bringen.

Beispiel. Eine liegende Welle AB, Fig. 4, von 7 Fuß Länge, trägt 2 Räder, durch welche ein Arbeitsquantum L von 16 Pferdekräften fortgepflanzt wird. Wenn nun diese Welle pr. Min. 12 Umdrehungen macht, das eine Rad 1000 Pfund und das andere 4500 Pfund wiegt, ferner jenes 3 Fuß von dem einen und dieses $1\frac{1}{2}$ von dem andern Stützpunkte absteht, welche Stärken müssen die gußeiserne Welle und die Zapfen derselben erhalten? Die Wellenstärke ist nach dem Torsionsmoment: $6 \sqrt[3]{\frac{16}{12}} = 6{,}6$, sicherer also 7 Zoll zu machen. Die Welle erhält hiernach annähernd das Gewicht $G = \frac{\pi . 7^2}{4.144} . 7.475 = 889$ Pfd. Setzt man hiernach $G = 889$, $G_1 = 1000$, $G_2 = 4500$, $l = 7$, $l_1 = 3$ und $l_2 = 5{,}5$, so erhält man den Zapfendruck auf der einen Seite

$$R = \frac{889 . 3{,}5 + 1000 . 3 + 4500 . 5{,}5}{7} = 4409 \text{ Pfd.},$$

folglich den auf der andern: $R_1 = 889 + 5500 - 4409 = 1980$ Pfd., und hiernach die entsprechenden Zapfenstärken:

$d = 0{,}048 \sqrt{4409} = 3{,}19$ Zoll und $d_1 = 0{,}048 \sqrt{1980} = 2{,}14$ Zoll.

§. 6. Lange Wellen werden aus mehreren Stücken mittels sogenannter Kuppelungen (franz. accouplements; engl. couplings) zusammengesetzt. Es giebt feste und lösbare Kuppelungen. Von den letztern ist weiter unten bei den sogenannten Ein- und Ausrückvorrichtungen die Rede. In der Regel werden durch eine Kuppelung zwei oder mehrere Wellen so miteinander verbunden, daß die Axen derselben in eine gerade Linie fallen, jedoch verbindet man durch das Universalgelenk zuweilen auch Wellen, deren Richtungen um einen mäßigen Winkel von einander abweichen. Kuppelungen.

Fig. 5.

Die gewöhnlichen festen Kuppelungen sind entweder solche mit einem, oder solche mit zwei Hälsen (Zapfen) und den zugehörigen Lagern.

Die einfachste Kuppelung zweier Holzwellen gewährt der doppelte Blattzapfen ACB, Fig. 5, aus Guß-

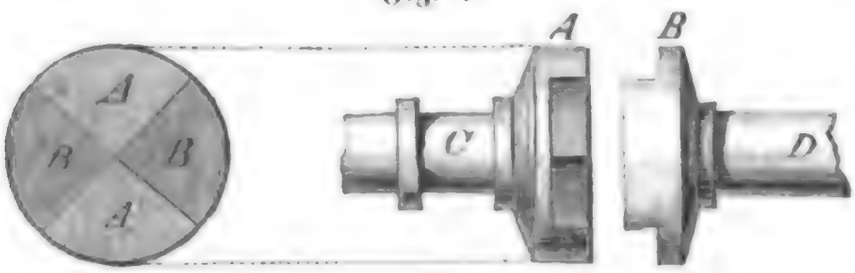
Digitized by Google

Kuppelungen. eisen. Es sind hier *A* und *B* die in die Wellenenden einzusetzenden und mit eisernen Ringen zu umgebenden Blätter (vergl. II. Fig. 174) und es ist *C* der durch ein Lager zu unterstützende Hals oder Zapfen. Die Stärke des Halses ist natürlich nach der Torsionsformel zu bestimmen.

Fig. 6.

Eine andere Kuppelung mit einem Halse führt Fig. 7 vor Augen.

Fig. 7.



Dieselbe läßt sich auch bei Holzwellen anwenden, wenn man die Kuppelungsstücke mit Blättern zum Einsetzen in die Wellenenden versieht. Es ist hier *A C* das eine und *B D* das andere Wellenende, *C* der Hals, *A* und *B* sind die Kuppelungsköpfe mit gegenüberliegenden, je einen Quadranten einnehmenden Zähnen.

Die gewöhnlichste Kuppelung ist die durch eine Hülse oder Muff (franz. manchon; engl. coupling-box). Dieselbe sitzt entweder an einem Wellenende fest und greift über das Ende der andern Welle über, wie z. B. in Fig. 8, wo *A* die Kuppelhülse der einen Welle, *B* den in ihr steckende Kuppelkopf und *C* den Hals der andern Welle vorstellt; oder sie wird über beide Wellenenden hinweggeschoben, wie aus Fig. 9 zu ersehen ist, wo *A A* die Kuppelhülse, *C* und *D* die

Fig. 8.

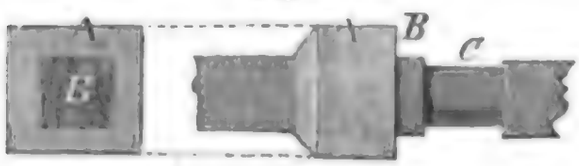
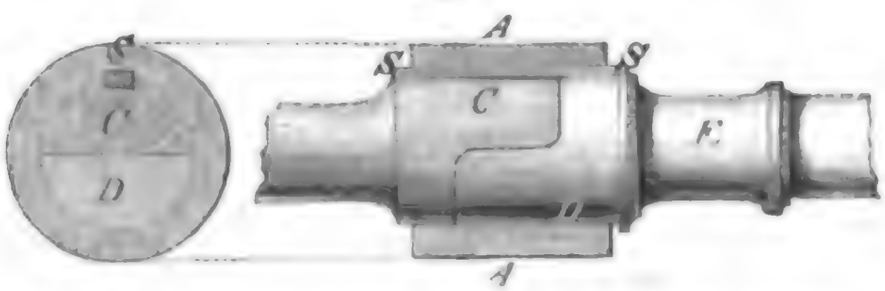


Fig. 9.



Wellenenden und *E* den Hals des einen Wellenendes vorstellt. Die Wellenenden oder Kuppelköpfe werden entweder stumpf aneinander gestoßen, oder sie werden, wie aus der letzten Figur zu ersehen ist, über einander geblattet, so daß ein halbcylindrisches Blatt der einen Welle über ein

gleiches Blatt der andern Welle greift; man giebt denselben zuweilen einen quadratischen, jetzt aber meist einen kreisförmigen Querschnitt. Die Kuppelungshülse oder der Muff paßt genau auf die Kuppelungsköpfe und wird damit noch durch einen Keil, Splint oder Schlüssel SS (franz. clavette; engl. key), welcher in rinnenförmigen Vertiefungen des Kuppelkopfes und des Kuppelmuffs zu liegen kommt, fest verbunden. Kuppelungen

Die Dimensionen einer solchen Kuppelung bestimmen sich aus der nach der bekannten Formel $d = 6\sqrt[3]{\frac{L}{u}}$ zu berechnenden Wellenstärke mittels folgender Verhältnisse:

Durchmesser des Kuppelungskopfes $d_1 = 5/4\ d$,
Wandstärke der Kuppelhülse $e = 1/3\ d$,
Länge derselben $l = 2\ d$,
Breite und Dicke des Schlüsselkeiles $b_1 = 0{,}9\,e$ und $e_1 = 1/2\ b_1$.

Die Hauptdimension ist allerdings die Stärke e der Kuppelhülse. Sie läßt sich unter der Voraussetzung berechnen, daß das Torsionsmoment der Hülse dem des Kuppelkopfes gleich sein muß. Setzen wir nun den äußern Durchmesser der Hülse, d. i. $d_1 + 2\,e = d_2$, so erfüllen wir diese Bedingung, wenn wir $\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} = d_1^3$ setzen. Nennen wir $\frac{d_2}{d_1} = x$, so stoßen wir hiernach auf die cubische Gleichung $x^3 - x = 1$, deren Auflösung $x = 1{,}325$ giebt, wonach also $d_2 = 1{,}325\ d_1 = 1{,}656\ d$ und $e = \frac{0{,}325\ d_1}{2} = 0{,}163\ d_1 = 0{,}204\ d$ folgt. Wegen der Schwächung durch die Höhlung des Splintes wird allerdings e noch größer, nämlich $= 1/3\ d$ genommen.

Sogenannte Scheiben- oder Kränzekuppelungen führen die Figuren 10 und 11 vor Augen. Bei beiden Kuppelungen sind A und B die Kuppelscheiben

Fig. 10.

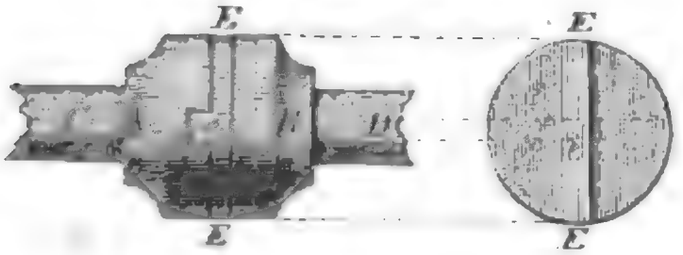
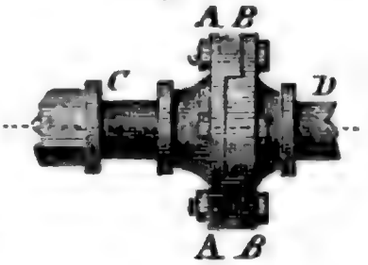


Fig. 11.

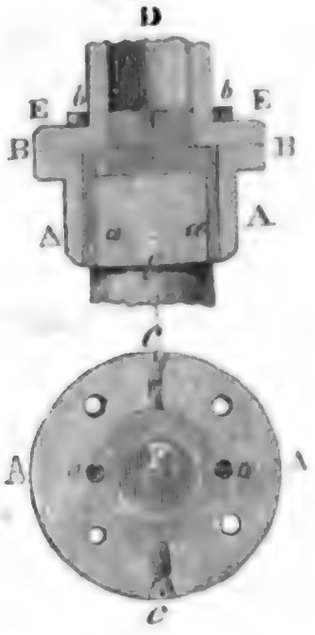


und C und D die Wellenhälse. Die Kuppelscheiben der ersten sind mit Ruthen versehen, die der letztern aber mit in einander greifenden Kreissectoren. Zwischen jene kommt noch eine dritte Scheibe E zu liegen, welche auf den entgegengesetzten Seiten mit Rippen versehen ist, die in die gleichgestalteten Ruthen der ersten Scheiben zu liegen kommen. Um das Aus-

Digitized by Google

Kuppelungen. greifen der Scheiben zu verhindern, schraubt man diese, wie aus Fig. 11 zu ersehen ist, zusammen.

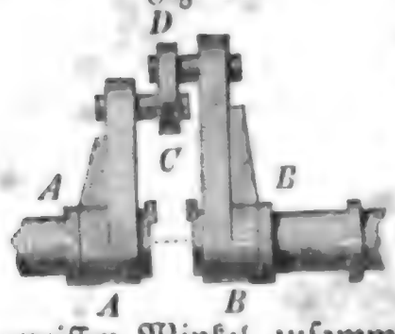
Fig. 12.



Eine ähnliche Kuppelung, Fig. 12, wendet man auch bei stehenden Wellen an. Es ist hier *A A* die mit einem Kranze *B B* versehene Hülse, welche über die untere Welle *C* geschoben und durch die Splinte *a, a* damit fest verbunden wird, *D* aber die in einen Kranz *E E* auslaufende Welle, welche durch die Schrauben *b, b* und mittels der schraubenförmigen Schlüsselbolzen *c, c* an den untern Kranz befestigt ist; endlich ist *F* ein conischer Kern, welcher innerlich über beide Wellenenden weggreift und dazu dient, die Wellenaxen in einer geraden Linie zu erhalten.

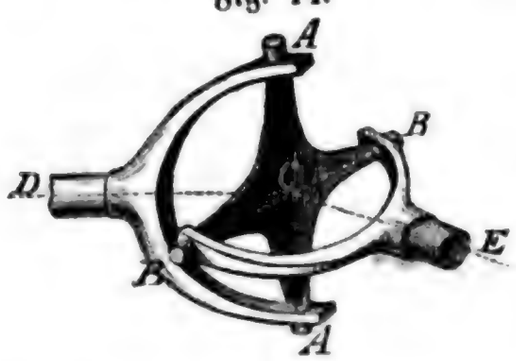
Universalgelenk. §. 7. Wenn die Axen zweier Wellen nicht genau in eine gerade Linie fallen, oder nicht genau darin liegend erhalten werden können, so kann man die in Figur 13 abgebildete Krummzapfenkuppelung anwenden. Hier ist an jedes der beiden Wellenenden *A* und *B* ein Krummzapfen angesetzt, und es sind die Warzen *C* und *D* beider durch ein Gelenk *CD* verbunden. Um diese Verbindung sehr nachgiebig zu machen, kann man die Warzen kugelförmig gestalten und die Gelenkaugen ebenso aushöhlen.

Fig. 13.



Sollen die zu kuppelnden Wellen unter einem gewissen Winkel zusammenstoßen, so kann man sich des Universalgelenkes bedienen. Das Universalgelenk (franz. joint universel ou brisé; engl. universal-joint) von Hook, Fig. 14, besteht in einem beweglichen Kreuze *A B C B A*, dessen zapfenförmigen Enden durch die bügelförmigen Enden *A D A* und *B E B* der zu verbindenden Wellen gesteckt werden. Bei Umdrehung der Welle *D* durchläuft der Arm *A A* des Kreuzes eine auf der Umdrehungsaxe winkelrechte Ebene, und da der Arm *B B* unveränderlich mit *A A* und mit der Welle *E* verbunden ist, so führt er denselben in einem Abstande von einem Rechtwinkel in einer auf der Axe von *E* winkelrecht stehenden Ebene mit sich fort und dreht dabei natürlich die Welle *E* um ihre eigene Axe herum. Diese Uebertragung der Umdrehungsbewegung einer Welle auf eine andere ist

Fig. 14.



Digitized by Google

gleiches Blatt der anderen Welle greift; man giebt denselben zuweilen einen quadratischen, jetzt aber meist einen kreisförmigen Querschnitt. Die Kuppelungshülse oder der Muff paßt genau auf die Kuppelungsköpfe und wird damit noch durch einen Keil, Splint oder Schlüssel SS (franz. clavette; engl. key), welcher in rinnenförmigen Vertiefungen des Kuppelkopfes und des Kuppelmuffs zu liegen kommt, fest verbunden. Kuppelungen.

Die Dimensionen einer solchen Kuppelung bestimmen sich aus der nach der bekannten Formel $d = 6\sqrt[3]{\frac{L}{u}}$ zu berechnenden Wellenstärke mittels folgender Verhältnisse:

Durchmesser des Kuppelungskopfes $d_1 = {}^5/_4\, d$,
Wandstärke der Kuppelhülse $e = {}^1/_3\, d$,
Länge derselben $l = 2\, d$,
Breite und Dicke des Schlüsselkeiles $b_1 = 0{,}9\, e$ und $e_1 = {}^1/_2\, b_1$.

Die Hauptdimension ist allerdings die Stärke e der Kuppelhülse. Sie läßt sich unter der Voraussetzung berechnen, daß das Torsionsmoment der Hülse dem des Kuppelkopfes gleich sein muß. Bezeichnen wir nun den äußern Durchmesser der Hülse, d. i. $d_1 + 2\, e$, durch d_2, so erfüllen wir diese Bedingung, wenn wir $\frac{d_2^4 - d_1^4}{d_2} = d_1^3$ setzen. Nennen wir $\frac{d_2}{d_1} = x$, so stoßen wir hiernach auf die biquadratische Gleichung $x^4 - x = 1$, deren Auflösung $x = 1{,}22$ giebt, wonach also $d_2 = 1{,}22\, d_1 = 1{,}525\, d$ und $e = \frac{0{,}22\, d_1}{2} = 0{,}11\, d_1 = 0{,}1375\, d$ folgt. Wegen der Schwächung durch die Höhlung des Splintes wird allerdings e noch ansehnlich größer, nämlich $= {}^1/_3\, d$ genommen.

Sogenannte Scheiben oder Kränzekuppelungen führen die Figuren 10 und 11 vor Augen. Bei beiden Kuppelungen sind A und B die Kuppelscheiben

Fig. 10.

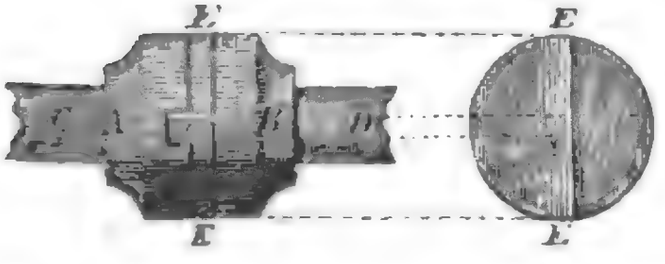
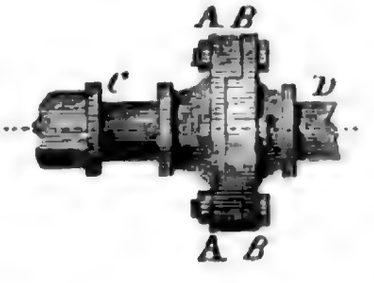


Fig. 11.

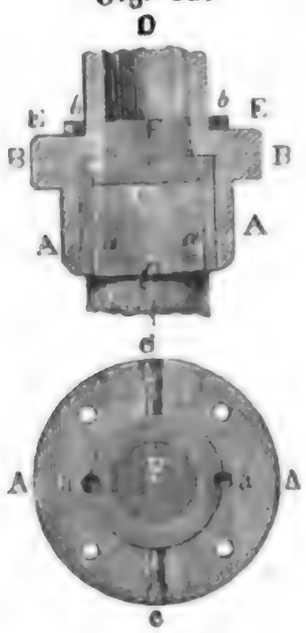


und C und D die Wellenhälse. Die Kuppelscheiben der ersten sind mit Nuthen versehen, die der letzteren aber mit in einander greifenden Kreissectoren. Zwischen jene kommt noch eine dritte Scheibe E zu liegen, welche auf den entgegengesetzten Seiten mit Rippen versehen ist, die in die gleichgestalteten Nuthen der ersten Scheiben zu liegen kommen. Um das Aus-

Digitized by Google

Kuppelungen. greifen der Scheiben zu verhindern, schraubt man diese, wie aus Fig. 11 zu ersehen ist, zusammen.

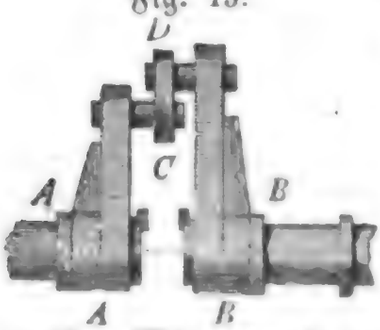
Fig. 12.



Eine ähnliche Kuppelung, Fig. 12, wendet man auch bei stehenden Wellen an. Es ist hier *A A* die mit einem Kranze *B B* versehene Hülse, welche über die untere Welle *C* geschoben und durch die Splinte *a*, *a* damit fest verbunden wird, *D* aber die in einen Kranz *E E* auslaufende Welle, welche durch die Schrauben *b*, *b* und mittels der schraubenförmigen Schlüsselbolzen *c*, *c* an den unteren Kranz befestigt ist; endlich ist *F* ein conischer Kern, welcher innerlich über beide Wellenenden weggreift und dazu dient, die Wellenaxen in einer geraden Linie zu erhalten.

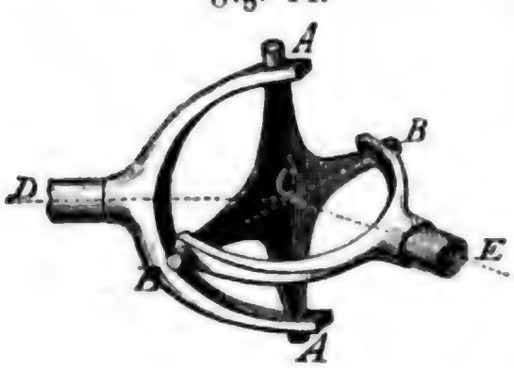
Universalgelenk. §. 7. Wenn die Axen zweier Wellen nicht genau in eine gerade Linie fallen, oder nicht genau darin liegend erhalten werden können, so kann man die in Fig. 13 abgebildete Krummzapfenkuppelung anwenden. Hier ist an jedes der beiden Wellenenden *A* und *B* ein Krummzapfen angesetzt, und es sind die Warzen *C* und *D* beider durch ein Gelenk *C D* verbunden. Um diese Verbindung sehr nachgiebig zu machen, kann man die Warzen kugelförmig gestalten und die Gelenkaugen ebenso aushöhlen.

Fig. 13.



Sollen die zu kuppelnden Wellen unter einem gewissen Winkel zusammenstoßen, so kann man sich des Universalgelenkes bedienen. Das Universalgelenk (franz. joint universel ou brisé; engl. universal joint) von Hook, Fig. 14 besteht in einem beweglichen Kreuze *A B C B A*, dessen zapfenförmige Enden durch die bügelförmigen Enden *A D A* und *B E B* der zu verbindenden Wellen gesteckt werden. Bei Umdrehung der Welle *D* durchläuft der Arm *A A* des Kreuzes eine auf der Umdrehungsaxe winkelrechte Ebene, und da der Arm *B B* unveränderlich mit *A A* und mit der Welle *E* verbunden ist, so führt er denselben in einem Abstande von einem Rechtwinkel in einer auf der Axe von *E* winkelrecht stehenden Ebene mit sich fort und dreht dabei natürlich die Welle *E* um ihre eigene Axe herum. Diese Uebertragung der Umdrehungsbewegung einer Welle auf eine andere ist

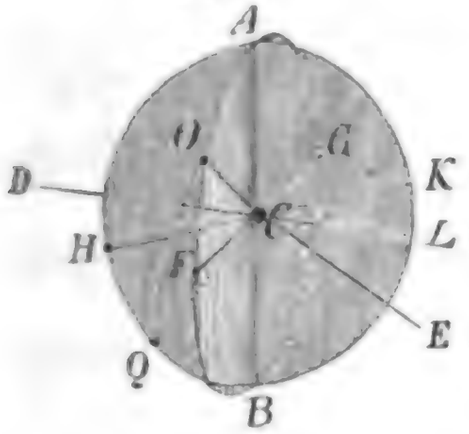
Fig. 14.



Digitized by Google

jedoch keine gleichmäßige; wenn auch die eine Welle gleichförmig umläuft, so nimmt doch die andere keine gleichförmige Umdrehung an, wie aus Folgendem hervorgeht. Universalgelenk.

Fig. 15.



Es sei CD, Fig. 15, die Axe der Umtriebswelle und CE die der Getriebswelle, $ECL = \alpha$ der Winkel, um welchen beide von einander abweichen; ferner sei $AFBG$ die Umdrehungsebene des Armes der ersten und $AHBK$ die des Armes der zweiten Welle, also AB die Durchschnittslinie beider Ebenen. Den Stellungen CA, CF, CB und CG des ersten Armes entsprechen die Stellungen CH, CB, CK und CA des zweiten; kommt CA nach CO, so rückt CH nach CQ, und es ist der Bogen OQ wegen der Rechtwinkeligkeit der Arme ein Quadrant. Nehmen wir A als den Anfangspunkt der einen und H als den der anderen an, setzen wir den Weg AO von A, $= \varphi$ und den gleichzeitigen Weg HQ von H, $= \psi$, also den Bogen $AQ = \frac{\pi}{2} + \psi$, und bringen wir das sphärische Dreieck AOQ, in welchem außerdem noch die Seite $OQ = \frac{\pi}{2}$ und der Winkel $A = OAQ = ECF = \alpha$ ist, zur Auflösung. Die sphärische Trigonometrie giebt (nach dem Ingenieur Seite 259) $cos.\ A = \frac{cos.\ OQ - cos.\ AO\ cos.\ AQ}{sin.\ AO\ sin.\ AQ}$, also hier

$$cos.\ \alpha = \frac{cos.\ \frac{\pi}{2} - cos.\ \varphi\ cos.\ \left(\frac{\pi}{2} + \psi\right)}{sin.\ \varphi\ sin.\ \left(\frac{\pi}{2} + \psi\right)};$$

nun ist aber $cos.\ \frac{\pi}{2} = cos.\ 90^0 = 0$, $cos.\ \left(\frac{\pi}{2} + \psi\right) = -sin.\ \psi$ und $sin.\ \left(\frac{\pi}{2} + \psi\right) = cos.\ \psi$, daher folgt denn $cos.\alpha = colg.\varphi\ tang.\psi$, also umgekehrt, $tang.\ \psi = tang.\ \varphi\ cos.\ \alpha$, oder $\frac{tang.\ \psi}{tang.\ \varphi} = cos.\ \alpha$.

Es stehen also nicht die Wege ψ und φ, sondern ihre Tangenten in einem constanten Verhältnisse ($cos.\ \alpha$) zu einander. Da $cos.\ \alpha$ ein ächter Bruch ist, so folgt auch, daß $tang.\ \psi$ stets kleiner als $tang.\ \varphi$ ist, und daher im ersten und dritten Quadranten, wo $tang.\ \varphi$ und $tang.\ \psi$ positiv sind, ψ kleiner ausfällt als φ, im zweiten und vierten Quadranten aber, wo $tang.\ \varphi$

Digitized by Google

Universal-gelenk.

und *tang.* ψ negativ sind, ψ größer ist als φ. Mit diesem abwechselnden Voreilen und Zurückbleiben der zweiten Welle ist natürlich auch ein steter Wechsel in der Geschwindigkeit derselben verbunden.

Aus Band I. §. 19 ist bekannt, daß die Geschwindigkeit einer ungleichförmigen Bewegung der Quotient aus einem Raum- und dem zu dessen Durchlaufung nöthigen Zeitelemente, daß also $v = \frac{\sigma}{\tau}$ ist. Für eine andere Bewegung ist $v_1 = \frac{\sigma_1}{\tau}$; vergleichen wir daher beide mit einander, so erhalten wir $\frac{v_1}{v} = \frac{\sigma_1}{\sigma}$, d. i. die Geschwindigkeiten zweier Bewegungen verhalten sich wie die in gleichen Zeitelementen durchlaufenen Wegelemente. Bringen wir diesen Satz hier zu Anwendung.

Lassen wir φ um ein Element $\triangle\varphi$ wachsen, so wird aus *tang.* φ, $tang.(\varphi + \triangle\varphi) = \frac{tang.\varphi + tang.\triangle\varphi}{1 - tang.\varphi\, tang.\triangle\varphi}$, oder, da *tang.* $\triangle\varphi$ wegen seiner Kleinheit $\triangle\varphi$ gesetzt und die Potenzen von $\triangle\varphi$ außer Acht gelassen werden können

$$tang.(\varphi + \triangle\varphi) = \frac{tang.\varphi + \triangle\varphi}{1 - tang.\varphi\triangle\varphi} = tang.\varphi + (1 + tang.\varphi^2)\triangle\varphi;$$

hiernach nimmt also *tang.* φ um $(1 + tang.\varphi^2)\triangle\varphi = \frac{\triangle\varphi}{cos.\varphi^2}$ zu, wenn φ um $\triangle\varphi$ größer wird, und ebenso *tang.* ψ um $\frac{\triangle\psi}{cos.\psi^2}$, wenn ψ um $\triangle\psi$ wächst. Setzen wir diese Wachsthümer statt *tang.* φ und *tang.* ψ in die Formel $tang.\psi = tang.\varphi\ cos.\alpha$, so bekommen wir folglich

$$\frac{\triangle\psi}{cos.\psi^2} = \frac{\triangle\varphi}{cos.\varphi^2} \cdot cos.\alpha,$$

und das Verhältniß der Geschwindigkeiten w und v der Warzen H und A:

$$\frac{w}{v} = \frac{\triangle\psi}{\triangle\varphi} = \frac{cos.\psi^2}{cos.\varphi^2}\, cos.\alpha = \frac{1 + tang.\varphi^2}{1 + tang.\psi^2} \cdot cos.\alpha$$
$$= \frac{1 + tang.\varphi^2}{1 + tang.\varphi^2\, cos\ \alpha^2} \cdot cos.\alpha.$$

Dieses Verhältniß ist für $tang.\varphi = \infty$, also für $\varphi = \frac{\pi}{2}$, am größten, und zwar $\frac{w}{v} = \frac{cos.\alpha}{cos.\alpha^2} = \frac{1}{cos.\alpha}$, dagegen am kleinsten für $tang.\varphi = \varphi = 0$, nämlich $\frac{w}{v} = cos.\alpha$, und ist endlich gleich Eins, wenn $(1 + tang.\varphi^2)\ cos\ \alpha = 1 + tang.\varphi^2\ cos.\alpha^2$, oder

Digitized by Google

Universalgelenk.

$1 - cos.\alpha = (1 - cos.\alpha)\ tang.\varphi^2\ cos.\alpha$, d. i. wenn

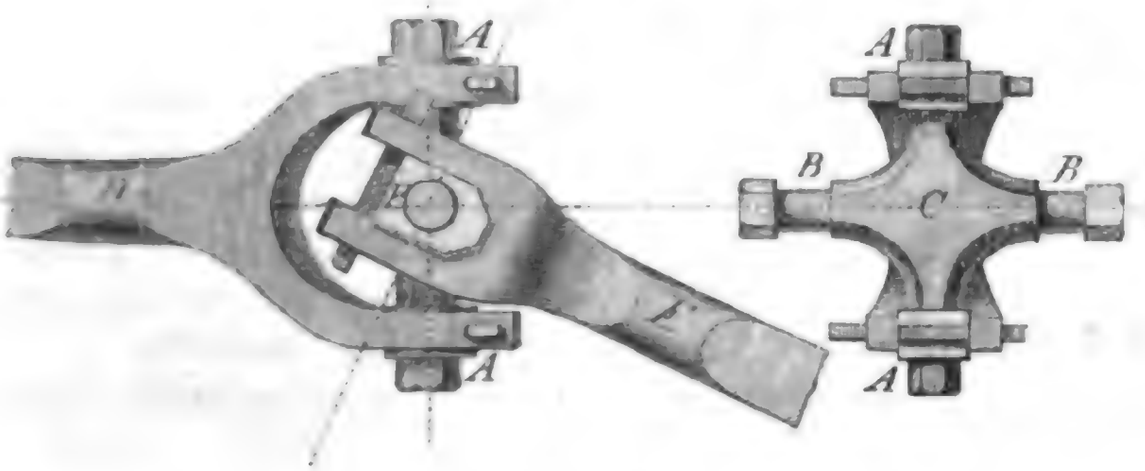
$$tang.\varphi = \sqrt{\frac{1}{cos.\alpha}} \text{ also } tang.\psi = \sqrt{cos.\alpha}$$

ist. Es schwankt also das Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{w}{v}$ bei jeder Drehung um einen Quadranten zwischen den Grenzen $\frac{1}{cos\ \alpha}$ und $cos.\alpha$ und ist bei dem durch die Gleichung $tang.\ \varphi = \sqrt{\frac{1}{cos.\alpha}}$ bestimmten Drehungswinkel φ, der Einheit gleich. Ist P die an dem Hebelsarm CA wirkende Umdrehungskraft der Welle CD und Q die entsprechende, an dem gleichen Hebelsarme CH wirkende Umdrehungskraft der zweiten Welle, so hat man auch $Pv = Qw$, und daher $\frac{Q}{P} = \frac{v}{w} = \frac{1 + tang.\varphi^2\ cos\alpha^2}{(1 + tang.\varphi^2)\ cos.\alpha}$.

Im Allgemeinen wird man das Universalgelenk nur bei Uebertragung kleiner Kräfte und bei mäßigen Ablenkungen (α^0 höchstens 30^0) anwenden, weil außerdem die ganze Vorrichtung zu stark gemacht werden muß, um hinreichende Festigkeit zu besitzen, und auch die Reibung und Ungleichförmigkeit des Ganges zu groß ausfällt. Bei größeren Abweichungen der Wellenarme und zumal, wenn diese nicht in einer Ebene liegen, muß man ein doppeltes Universalgelenk anwenden.

Die specielle Zusammensetzung eines einfachen Universalgelenkes ist aus den zwei Ansichten in Fig. 16 zu entnehmen. Ein doppeltes Universalgelenk besteht aus zwei an den entgegengesetzten Enden eines Zwischenstückes sitzenden Kreuzen, wovon überdies noch das eine an die eine und das andere an die andere Welle angeschlossen ist.

Fig. 16.



Beispiel. Für ein einfaches Universalgelenk mit dem Armwinkel $\alpha^0 = 30^0$ hat man das kleinste Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{w_1}{v_1} = cos.\ 30^0 = 0{,}866$ und

das größte: $\frac{w_2}{v_2} = \frac{1}{cos.\,30^\circ} = 1{,}155$; daher das Verhältniß zwischen beiden $= \left(\frac{1}{cos.\,30^\circ}\right)^2 = \frac{3}{4}$; wenn also die eine Welle gleichförmig umläuft, so verändert sich die Geschwindigkeit der andern Welle periodisch um $\frac{4}{3} - 1 = \frac{1}{3}$ ihres mittleren Werthes, oder es ist, wie man sagt, der Grad ihres ungleichförmigen Ganges $= \frac{1}{3}$. Beide Wellen haben einerlei Umlaufsgeschwindigkeit bei den Umdrehungswinkeln φ_1 und ψ_1, welche bestimmt sind durch die Formeln

$$tang.\,\varphi_1 = \sqrt{\frac{1}{cos.\,\alpha}} = \sqrt{1{,}155} = 1{,}074 \text{ und}$$

$$tang.\,\psi_1 = \sqrt{cos.\,\alpha} = \sqrt{0{,}866} = 0{,}931.$$

Da hieraus $\varphi_1 = 47^\circ{,}3'$ und $\psi_1 = 42^\circ{,}57'$ folgt, so ist die größte Abweichung der Umdrehungswinkel beider Wellen im ersten und dritten Quadranten: $\varphi - \psi = 4^\circ{,}6'$; und im zweiten und vierten $= -4^\circ{,}6'$.

Zapfenlager. §. 8. Die Zapfenlager müssen die umlaufende Welle in einer richtigen und unveränderlichen Lage erhalten; man muß sie daher auf starken Fundamenten oder Gestellen befestigen. Man hat zunächst Zapfenlager für liegende Wellen und solche für stehende Wellen zu unterscheiden. Die Zapfenlager liegender Wellen ruhen entweder unmittelbar auf dem Fundamente, oder sie sind zunächst auf ein Gerüste, das sogenannte Lagergerüste, befestigt. Zuweilen besteht dieses Gerüste nur in einem hölzernen, vielleicht noch auf Streckhölzern liegenden Block, dem sogenannten Angewelle oder Angewäge; oft besteht dieses auch in einem Bock aus Holz oder Gußeisen, wo man es dann mit einem Bocklager zu thun hat, zuweilen endlich ist dasselbe ein Hängegerüste, welches das Lager von unten mit einem festliegenden Balken u. s. w. verbindet, wo man dann ein sogenanntes Hängelager erhält.

Die Zapfenlager werden in das Angewäge meist nur eingesetzt und zu diesem Zwecke an den Enden abgeschrägt oder mit einem Falze versehen, kommt aber ein Zapfenlager unmittelbar auf das Fundament oder auf einen Bock oder Hängegerüste zu liegen, so wird dasselbe mittels 2 oder 4 Schrauben aufgeschraubt, und zu diesem Zwecke mit einer Platte, der sogenannten Sohlplatte, versehen. Diese kommt oft nicht unmittelbar auf das Mauerwerk zu liegen, sondern man bedeckt das letztere, des Schutzes wegen, erst mit einer Schwellenplatte.

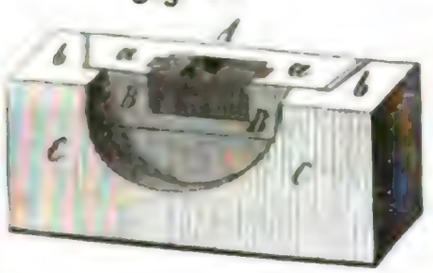
Zu einem vollständigen Zapfenlager gehört noch ein Deckel und ein Futter, letzteres gewöhnlich aus Bronce oder Rothguß. Da es dem Abführen durch die Reibung des Zapfens ausgesetzt ist, so muß man es leicht auswechseln können, und deshalb in das eigentliche Lager nur einsetzen.

Die Einrichtung eines zweckmäßigen Zapfenlagers mit Angewäge führt

Digitized by Google

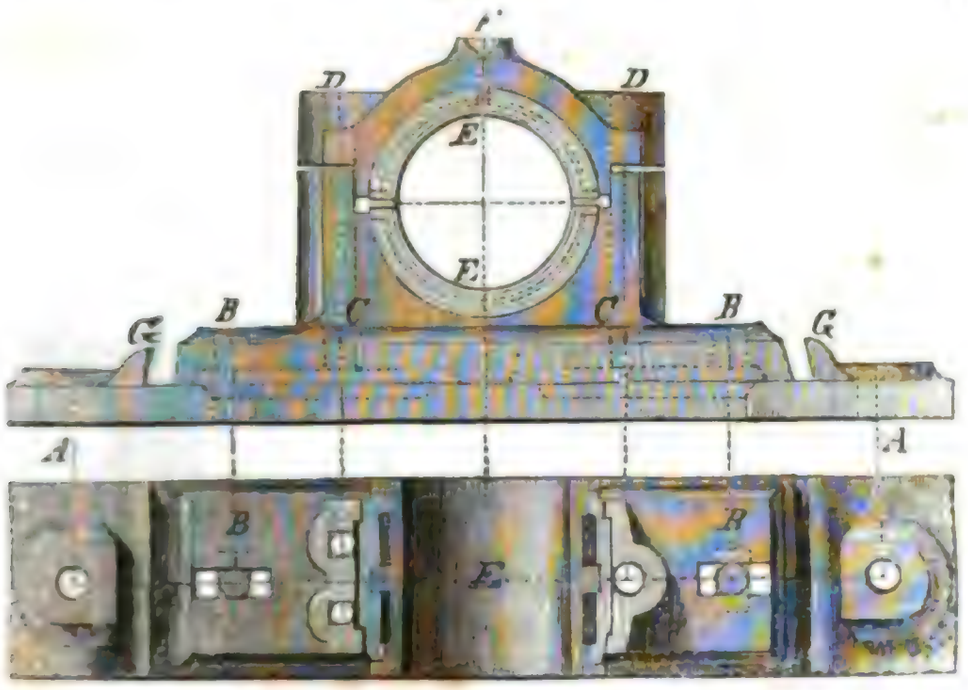
ſchon Fig. 170 im zweiten Theile, hier aber vollſtändiger Fig. 17 vor Augen. Zapfenlager.

Fig. 17.



Es iſt *A* das Zapfenlager, *BB* das Lagerholz und *CC* das Angewäge, *a, a* ſind die Falze des Lagers, welche in entſprechende Nuthen im Lagerholz eingeſchoben werden, *b, b* endlich ſind Keile, womit das Lager im Angewäge, wenn es nöthig iſt, ſeitwärts geſchoben und befeſtigt werden kann. Zapfenlager mit Sohlplatten zum Aufſchrauben auf die Unterſtützung ſind Theil II., Fig. 180, 181 und 182 abgebildet, hier führt aber Fig. 18 ein ſolches mit

Fig. 18.



eiſerner Lagerſchwelle im Auf- und Grundriſſe vor Augen. Es iſt *A A* die Lagerplatte, bei *A* und *A* ſind die Löcher für die Schraubenbolzen, womit dieſelbe mit dem Fundamente feſt verbunden wird. *BB* iſt die Sohlplatte und *B, B* ſind Löcher in beiden Platten zum Durchſtecken von Schraubenbolzen, womit die Sohlplatte auf der Lagerplatte befeſtigt wird. Dieſe Löcher ſind länglich, um die obere Platte über der unteren nach Bedürfniß

Fig. 19.

etwas verrücken zu können, was durch Keile, die man in die Zwiſchenräume bei *G, G* eintreibt, leicht zu bewirken iſt. Ferner iſt *CC* das eigentliche Zapfenlager, *DD* der Deckel, *EE* das Futter und *F* das Schmierloch, worauf nach Befinden noch eine Schmierbüchſe wie Fig. 19 aufgeſetzt wird. Der Deckel wird mit dem eigentlichen Lager durch 2 oder 4 Schraubenbolzen befeſtigt, welche durch die Löcher *CD, CD* geſteckt werden.

Digitized by Google

Zapfenlager. Was die Dimensionen eines Zapfenlagers anlangt, so richten sich diese nach der Stärke des Zapfens. Mittels einfacher in der Erfahrung bewährter Verhältnisse lassen sich jene aus dieser leicht berechnen. Manche Maschinenbauanstalten, wie z. B. die von Sharp-Roberts in Manchester, entnehmen die Dimensionen der Zapfenlager gleich aus einer hierzu berechneten Tabelle (s. Salzenberg's Vorträge über Maschinenbau, Seite 51).

Aus der Zapfenstärke d folgt zunächst die Länge desselben und auch die des Zapfenfutters: $l = 3/2\, d$, und ebenso groß ist auch die Breite der Sohlplatte. Die Länge der Sohlplatte ist $= 5\, d$ zu nehmen und die Höhe derselben $= 2/3\, d$; ferner die Höhe des Zapfenlagers $= 2\, d$, die Metallstärke der Futter $= 1/9\, d$, die Breite der Futterkränze $= 1/4\, d$, die Stärke der Schraubenbolzen und die Höhe der Schraubenmuttern ebenfalls $= 1/4\, d$, die Stärke der letzteren, sowie der Halbmesser der äußeren cylindrischen Abrundung des Deckels und Lagers, deren Axe mit den Bolzen zusammenfällt, $= 2/5\, d$ u. s. w. Bei schwachen Axen sind diese Verhältnisse etwas reichlich und bei starken etwas knapp zu nehmen.

Fig. 20.

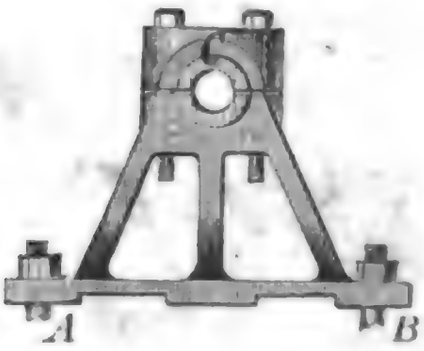


Fig. 21.

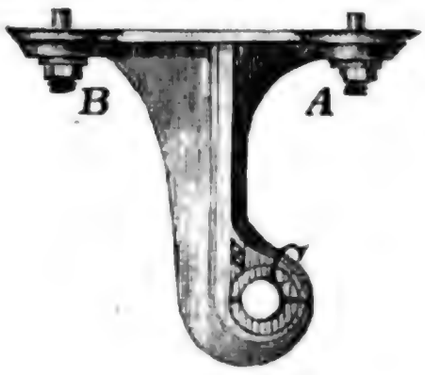


Fig. 22.

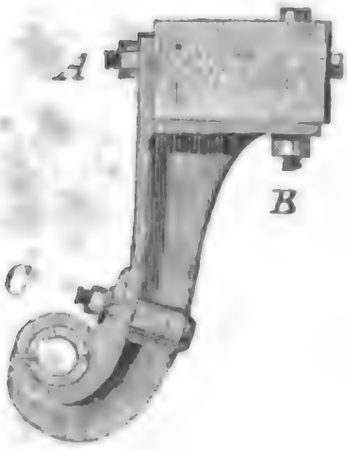
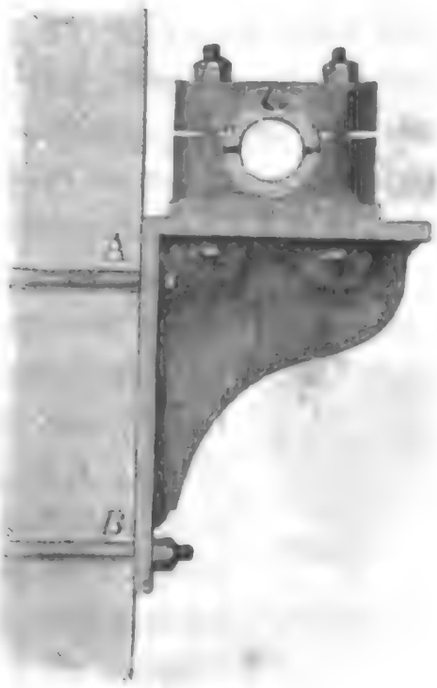


Fig. 23.



Digitized by Google

Ein einfaches Bocklager führt Fig. 20 vor Augen; Hängelager aber Fig. 21 und 22; in beiden sind *A* und *B* die Schrauben zur Befestigung und ist *C* die eigentliche Pfanne. Zapfenlager.

Ein zwischen beiden innestehendes Lager, welches an eine Seitenmauer befestigt ist, und deshalb Seitenlager genannt werden kann, zeigt Fig. 23.

§. 9. Bei den stehenden Wellen kommen die sogenannten Fußlager und die Halslager vor. Die ersteren unterstützen die Welle von unten, die letzteren aber von der Seite. Ein Fußlager besteht in der Regel aus drei Theilen, aus dem Lagerkasten *AA*, Fig. 24, der stählernen Spurplatte *B* und der Büchse oder dem Futter *CC*, welches zuweilen mit der Spurplatte ein Ganzes, oft aber ein Stück aus Rothguß für sich ausmacht. Durch die Schrauben *D*, *D*.. läßt sich die Büchse mit der Spurplatte im Lagerkasten verstellen und die stehende Welle *E* in eine senkrechte Lage bringen. Das Fußlager ist zuweilen in einen Steinblock eingelassen, zuweilen auch mittels einer Sohlplatte und Bolzen auf eine Schwelle befestigt, nicht selten steht es aber auch auf einem eisernen Bock, und bildet so ein Bocklager, wie Fig. 25. Hier sitzen zwei Zapfenlager zugleich auf einer und derselben Sohlplatte, das Bocklager *ABC* für die stehende Welle und das weiter zurückstehende Lager *D* für die liegende Welle. Beide Wellen lassen sich dann leicht durch ein Paar conische Räder mit einander verbinden, so daß die eine durch die andere in Umdrehung gesetzt werden kann.

Fig. 24.

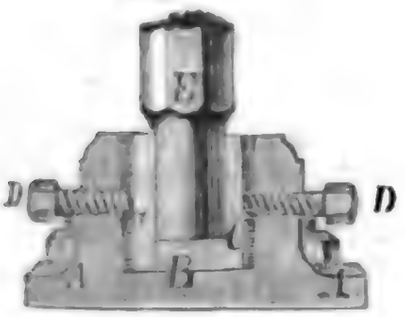


Fig. 25.

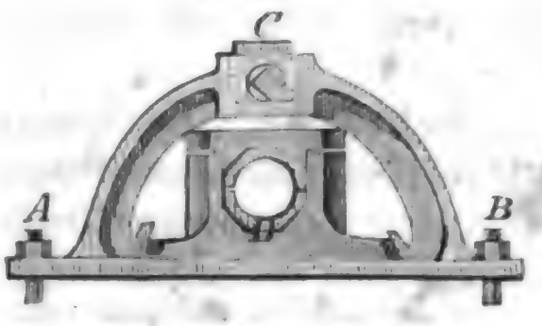
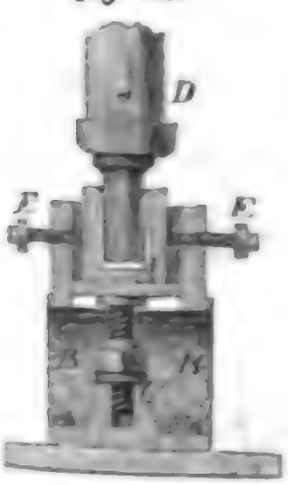


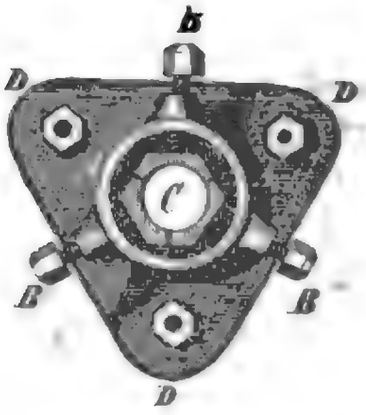
Fig. 26.



Um das Auswechseln des Stiftes zu erleichtern und auch eine Stellung der Welle in vertikaler Richtung zu ermöglichen, versieht man auch wohl das Fußlager mit einer Schraube *C*, Fig. 26, von unten. Diese Schraube geht in eine Fußhülse hinab, auf deren oberem Rande die Stellmutter ruht, und drückt nach oben gegen die Bodenplatte, im Innern der auf einem Bock *BB* ruhenden Lagerpfanne *EE*.

Digitized by Google

Fig. 27.



Die Halslager sind oft genau so geformt, wie gewöhnliche Zapfenlager; man kann sie aber auch so einrichten, wie Fig. 27 im Grundrisse zeigt. Es ist hier AA das Lagergehäuse, C das aus drei Theilen bestehende Futter im Innern desselben und B, B, B sind 3 Stellschrauben, sowie D, D, D drei Schrauben, womit die Sohlplatte auf der Unterstützung festgeschraubt werden kann.

Stangen.

§. 10. Es ist nun auch von den Stangen zu handeln, wodurch die absetzende Bewegung in der geraden Linie, wie die der Wassersäulenmaschinen, Dampfmaschinen u. s. w. fortgepflanzt und nach Befinden in eine andere Richtung gebracht wird. Es gehören hierher außer den Kolbenstangen, noch die sogenannten Kunstgestänge (franz. tirans, maitresses tiges des pompes; engl. main-rods of pumps), wie sie vorzüglich beim Bergbau vorkommen.

Die Kolbenstangen (vergl. II. §. 191 und §. 295) sind, wenn sie durch eine Stopfbüchse gehen, genau abgedrehte schmiedeeiserne, die Kunststangen sowie die Kolbenstangen ohne Stopfbüchse hingegen sind meist parallelepipedische, aus Holz oder Schmiedeeisen geformte Stangen. Die ersteren wirken meist ziehend und schiebend, die letzteren hingegen nur ziehend. Man hat jeder Stange einen der Zug- oder Schubkraft entsprechenden Querschnitt zu geben.

Wirkt eine Stange blos ziehend, und zwar mit der Kraft P, so hat man ihr den Querschnitt $F = \frac{P}{K}$ zu geben, und es ist nach I. §. 186 für Holz, bei 10facher Sicherheit, $F = \frac{P}{1200}$ Quadratzoll, für Schmiedeeisen, bei 6facher Sicherheit, $F = \frac{P}{10000}$, und für Gußeisen, bei 6facher Sicherheit, $F = \frac{P}{3000}$ Quadratzoll.

Für die Stärke d_1 einer cylindrischen Kolbenstange aus Schmiedeeisen hat man hiernach $d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4P}{10000\,\pi}} = 0{,}0113\,\sqrt{P}$ Zoll.

Ist d der Durchmesser des Kolbens und p der Druck auf jeden Quadratzoll, so hat man auch $P = \frac{\pi d^2}{4}\,p$ und daher

$$d_1 = d\,\sqrt{\frac{p}{10000}} = 0{,}01\,.\,d\,\sqrt{p},$$

Digitized by Google

oder, wenn man p in Atmosphären, jede zu 15,05 Pfund ausdrückt, Stangen.

$$d_1 = 0{,}0388\, d \sqrt{p}.$$

Zur Verhinderung des Biegens muß man diesen Stangen schon eine gewisse Anfangsstärke geben, weshalb man für Stangen mit Zugkraft

$$d_1 = 0{,}026\, d\, (1{,}0 + \sqrt{p}) \text{ Zoll.}$$

und für Zug- und Druckkraft

$$d_1 = 0{,}053\, d\, (1{,}4 + \sqrt{p}) \text{ Zoll nimmt.}$$

Beispiel. Für eine einfachwirkende Wassersäulenmaschine mit 350 Fuß oder $^{350}/_{33} = 10{,}6$ Atmosphären Gefälle und einem Treibkolben von 18 Zoll Durchmesser ist eine Kolbenstange von der Stärke $d_1 = 0{,}026\, (1{,}0 + \sqrt{10{,}6})\, d = 0{,}026 \cdot 4{,}26\, d = 0{,}111\, d = 2$ Zoll nöthig. Für ein an diese Stange anzuschließendes hölzernes Schachtgestänge ist, da die ganze Zugkraft

$$P = (^3/_4)^2\, \pi \cdot 350 \cdot 66 = 40821 \text{ Pfund}$$

beträgt, der Querschnitt $F = \frac{40821}{1200} = 34$ Quadratzoll. Wegen des Stangengewichtes ist dieser Querschnitt noch etwas größer zu nehmen. (Vergl. I. §. 185.)

§. 11. Ein besonderes Verhältniß, welches sich bei langen Gestängen herausstellt, ist noch der sogenannte Hubverlust, oder die Größe, um welche der Weg s_1 des Lastpunktes kleiner ausfällt als der Weg s des Kraftpunktes. Es entspringt derselbe theils aus der Elasticität der Stangen an sich, theils aus der unvollkommenen Verbindung derselben durch die sogenannten Schlösser. Durch den Hubverlust, welcher aus der Ausdehnung der Stangen erwächst, geht der Maschine an Wirkungsgrad nichts verloren; die Arbeit, welche beim Aufgange des Gestänges auf die Ausdehnung desselben verwendet wird, wird beim Niedergange desselben, wo sich das Gestänge wieder zusammenzieht, wieder gewonnen. Hubverlust.

Ist P die Gestängkraft mit Ausschluß des Gestänggewichtes, F der Querschnitt und l die Länge des Gestänges, E aber Elasticitätsmodul, so hat man die Ausdehnung oder den Hubverlust beim Aufgange des Gestänges: $\lambda = \frac{Pl}{FE}$ (s. I. §. 183). So viel legt also der Kraftpunkt Weg zurück, ehe der Lastpunkt sich zu bewegen anfängt; ist daher s der Weg des ersten, so hat man den Weg des letzteren: $s_1 = s - \lambda = s - \frac{Pl}{FE}$, und daher die entsprechende Nutzleistung $L_1 = Ps_1 = P\left(s - \frac{Pl}{FE}\right)$. Während der Ausdehnung um λ wächst die Kraft allmälig von Null bis P, und es ist daher die verlorene und auf die Ausdehnung des Gestänges verwendete Leistung $L_2 = \frac{P\lambda}{2} = \frac{P^2 l}{2FE}$, also die Leistung der Kraft während des Aufganges: $L = L_1 + L_2 = P\left(s - \frac{Pl}{2FE}\right)$.

Digitized by Google

Hubverlust. Beim Rückgange des Gestänges wird der Kraftpunkt zum Lastpunkt und der Lastpunkt zum Kraftpunkt; es legt der erstere den Weg s_1, der letztere aber den Weg s zurück, und es wird hierbei außer der Arbeit Gs_1 des Gestänggewichtes, welche beim Aufgange zu überwinden war, und daher im Ganzen nicht nutzbringend ist, noch die Arbeit $L_2 = \frac{P\lambda}{2} = \frac{P^2 l}{2FE}$ durch die Zusammenziehung der Stange um $\lambda = l - l_1$ verrichtet, also für ein ganzes Spiel die Nutzleistung $L_1 + L_2 = P\left(s - \frac{Pl}{2FE}\right) =$ der Kraftleistung L sein, und folglich durch die Ausdehnung des Gestänges keine Verminderung des Wirkungsgrades erwachsen.

Anders aber ist es mit dem Ausdehnen in den Gestängschlössern; dieses besteht in einer kleinen Verschiebung zweier gegen einander gepreßten Körper und hat daher sowohl beim Hin- als beim Rückgange die wiederstehende Reibung zu überwinden. (Vergl. I. §. 154.) Der entsprechende Arbeitsverlust ist natürlich a priori nicht zu ermitteln, da er von der Solidität der Verbindung der Theile des Schlosses unter einander abhängt.

Die Ausdehnung, welche durch das Gestänggewicht hervorgebracht wird, ist eine bleibende, und kommt deshalb nicht in Betracht. Es ist dieselbe verhältnißmäßig nur halb so groß als die von P hervorgebrachte, also $= \frac{Gl}{2FE}$.

Ist die Belastung gleichförmig auf das Gestänge vertheilt, so hat man ebenfalls die Ausdehnung nur $= \frac{Pl}{2FE}$, und es stellt sich dann der entsprechende Arbeitsverlust $= \frac{2}{3} P\lambda = \frac{1}{3} \cdot \frac{P^2 l}{FE}$ heraus.

Beispiel. Wenn ein eisernes Gestänge von 1000 Fuß Länge eine ziemlich gleichförmig vertheilte Pumpenlast von 50000 Pfund zu tragen hat, so muß man demselben nach I. §. 185 den Querschnitt

$$F = \frac{50000}{10000 - 12000 \cdot 0{,}294} = \frac{50}{6{,}472} = 7{,}72 \text{ Quadratzoll}$$

geben, und man erhält hiernach das Gestängegewicht $G = 12000 \cdot 7{,}72 \cdot 0{,}294 = 27236$ Pfund. Die bleibende Ausdehnung, welche das Gestänge durch sein eigenes Gewicht erleidet, ist, da der Elasticitätsmodul des Stabeisens $E = 29000000$ Pfund beträgt, $\lambda = \frac{Gl}{2FE} = \frac{27236 \cdot 12000}{2 \cdot 29000000 \cdot 7{,}72} = 0{,}733$ Zoll; die Ausdehnung und Zusammenziehung der Stangen beim Aufgang beträgt dagegen

$$\lambda = \frac{Pl}{2FE} = \frac{50000 \cdot 12000}{2 \cdot 7{,}72 \cdot 29000000} = 1{,}346 \text{ Zoll.}$$

Wäre der durch die Verschiebung in den Schlössern hervorgebrachte Hubverlust $\lambda_2 = 2$ Zoll, so würde man den Arbeitsverlust bei jedem Auf- und Rückgange $= \frac{P\lambda_2}{2} = \frac{50000 \cdot 2}{2 \cdot 12} = 4167$ Fußpfund erhalten.

Digitized by Google

§. 12. Die hölzernen Gestänge sind vierkantig, und haben, wenn sie vertikal hängen einen quadratischen, wenn sie aber liegen oder eine geneigte Lage haben, einen rectangulären Querschnitt. Um sie in ihrer Lage zu erhalten, umgiebt oder unterstützt man sie in der Regel durch die sogenannten Gestängwalzen. Eine solche Walze ist in *C*, Fig. 28 abgebildet. Sie ist meist mit einem eisernen Mantel umgeben. *D* ist das Gestänge und *AB* die zum Schutze des Gestänges auf dieses aufgeschraubte Schleppschiene. Zuweilen unterstützt man auch die Gestänge durch Schwingen, wie *AC*, Fig. 29, die allerdings noch Seitenbewegungen zulassen, und wenigstens sehr lang sein müssen, damit diese nicht groß ausfallen. Die Verbindung der 20 bis 30 Fuß langen Stangen unter einander erfolgt durch sogenannte Laschenschlösser. Es werden nämlich die Stangenenden stumpf oder schräg an einander gestoßen, die entgegengesetzten Seiten derselben mit Schienen oder sogenannten Laschen bedeckt und Schraubenbolzen durchgezogen. Ein Laschenschloß, wie es vorzüglich beim hiesigen Bergbau vorkommt, führt Fig. 30 vor Augen. Es sind hier zwei 5 bis 6 Fuß lange Laschen auf die Stangenenden *AB* und *CB* aufgekämmt, und mit diesen durch 8 Schraubenbolzen und 2 Bänder oder Ringe fest verbunden.

Gestängschlösser.

Fig. 28.

Fig. 29.

Fig. 30.

Fig. 31.

Ein anderes Gestängschloß mit 4 Laschen, welches bei der Wassersäulenmaschine in Huelgoat vorkommt, zeigt Fig. 31. Die Stangenenden *AC* und *BD* sind hier schräg aneinander gestoßen und mittels 12 Schrauben und vier schmiedeeisernen Laschen fest mit einander verbunden. Um allen Spielraum der Bolzen in ihren Löchern zu vermeiden, sind die Bolzen genau nach einem und demselben und mit dem Bohrer zum Durchlochen genau übereinstimmenden Modelle anzufertigen.

Die eisernen Gestänge sind in der Regel aus 10 bis 15 Fuß langen Stangen mit quadratischem Querschnitte ($1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ Zoll Seitenlänge) zusammengesetzt. Die Verbindung unter einander erfolgt ebenfalls durch

Digitized by Google

Gestängschlösser.

Laschen oder Hülsen. Ein eisernes Laschenschloß der Art zeigt Fig. 32. Es hat hier jedes Stangenende *A B* und *C B* nur einen Kamm und es sind die Laschen durch je zwei Bolzen mit einem Stangenende verbunden. Ein Hülsenschloß ist in Fig. 33 abgebildet. Es wird hier die Verbindung durch zwei hohe Bolzen *A* und *B*, welche durch die Hülse und durch je ein Gestängende zugleich gehen, hervorgebracht. Ein nach Art der Ketten bei Hängebrücken aus je vier Stangen zusammengesetztes und ebenfalls in Huelgoat angewendetes Gestänge zeigt Fig. 34. Es sind hier je zwei Gestängeenden durch Bolzen *B* und *C* mit je drei Laschen und die beiden Laschen eines Gestängpaares mit denen des andern durch ein Quergelenk *a a* verbunden.

Fig. 32.

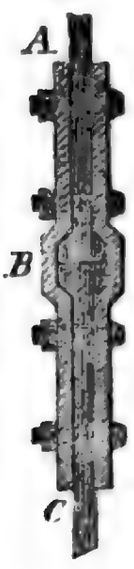
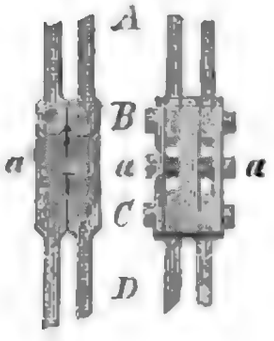


Fig. 33.

Fig. 35.

Fig. 34.



Die Art und Weise, wie ein hölzernes Gestänge an die Kolbenstange angeschlossen wird, ist aus Fig. 35 zu ersehen. Es ist hier an das obere Ende *C* des Gestänges eine eiserne Stange *A B* angeschlossen, und diese wieder mittelst eines Hülsenschlosses *D* mit dem Kolbenstangenende *A* verbunden. Die Befestigung erfolgt durch Klammern *aa* und Splinte oder Keile *bb*.

Bruchschwingen.

§. 13. Um eine Richtungsänderung in einem Gestänge hervorzubringen, ist ein Winkelhebel nöthig, den man gewöhnlich eine Bruchschwinge, und wenn der Ablenkungswinkel groß ist und einem Rechtwinkel nahe kommt, ein Gestängkreuz nennt. Durch eine Bruchschwinge wird ein Gestänge in zwei Theile zertheilt, und das Ende eines jeden Theiles läuft in ein sogenanntes Krückeneisen *A B*, Fig. 36, aus, das mit der Bruchschwinge durch einen Bolzen *C D* verbunden ist. Zu diesem Zwecke ist das Krückeneisen mit einem Auge, die Bruchschwinge aber mit einer bedeckten Pfanne *E F*, Fig. 37, versehen. Bei einem sehr kleinen Bruch- oder Ablenkungswinkel bildet die Bruchschwinge einen einfachen Arm *A C*, Fig. 38,

Fig. 36.

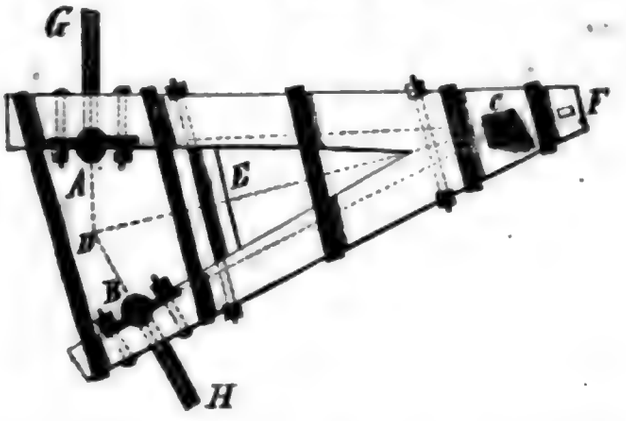
Fig. 37.

Digitized by Google

und es sind auch wohl beide Gestänge nur mittels eines einzigen Bolzens *A* an denselben angeschlossen; gewöhnlicher aber hat jedes Gestänge seinen Arm und Bolzen besonders, wie z. B. bei der Bruchschwinge *A C B*, Fig. 39. Die beiden Arme dieser Bruch- Bruchschwingen.

Fig. 38.

Fig. 39.



schwinge sind auf einander geschmiegt und werden, um das Auseinanderziehen derselben durch die Stangenkräfte zu verhindern, noch durch fünf schmiedeeiserne Ringe und durch zwei Schraubenbolzen zusammengehalten; außerdem noch mit einer Strebe *E* und durch eingesetzte Riegel, wie *F*, mit einander verbunden. Die Drehungsaxe oder das sogenannte Walzeisen *C* ist in der Mitte vierkantig geschmiedet, um es fest einkeilen zu können. Die Pfannen oder Pfadeisen *A* und *B* sind, um die Arme nicht unnöthig zu schwächen, auf die inneren Armflächen und zwar jede mittels vier Bolzen aufgeschraubt. Die Krückeneisen *A G* und *B H* beider Stangenenden gehen natürlich durch die zu diesem Zwecke gehörig ausgenommenen Armenden hindurch. Die Einrichtungen von Stangenkreuzen lassen sich aus Fig. 40 und 41 ersehen. Fig. 40 ist ein hölzernes und Fig. 41 ein gußeisernes Kreuz; beide dienen zur Richtungsänderung um

Fig. 40.

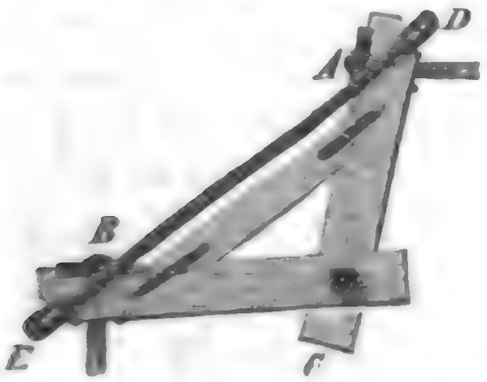
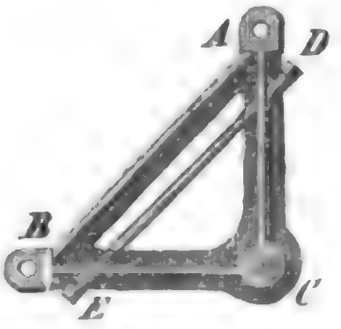


Fig. 41.

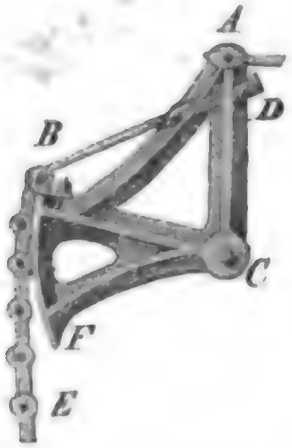


90 Grad; *A* und *B* sind die Pfad- und *C* ist das Walzeisen. Einen wesentlichen Theil dieser Kreuze machen die schmiedeeisernen Kopfstangen *DE* aus, welche die von den Gestängkräften hervorgebrachten Spannungen größtentheils aufzunehmen und dadurch das Ab- oder Losbrechen der Arme zu verhindern haben. Wenn es darauf ankommt, die Gestänge

Bruchschwingen.

genau in ihrer Axenrichtung zu bewegen, so wendet man Kreuze mit Krümmlingen oder Cirkelstücken, wie BF, Fig. 42, an, und schließt die Stangen mittels sogenannter Laschenketten, wie BE, an diese an.

Fig. 42.

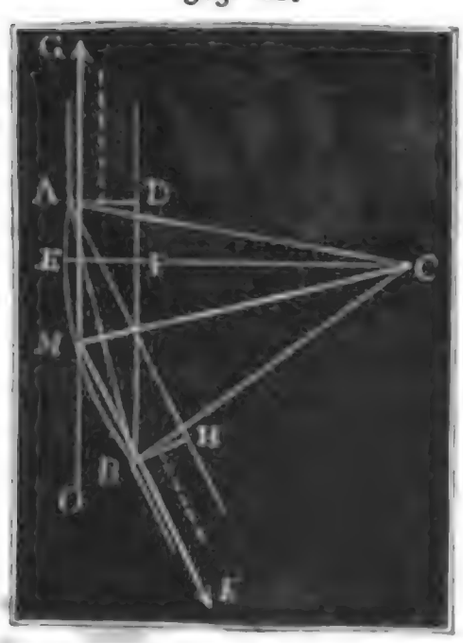


Haben die Winkelhebel auch noch Kräfte auszuhalten, deren Richtungen von der Bewegungsebene abweichen, sollen z. B. durch dieselben die Richtungen horizontaler Gestänge abgeändert und daher von ihnen ein Theil des Gestänggewichtes mit getragen werden, so muß man die daraus entspringenden Seitendrücke durch Verlängerung des Walzeisens, oder am besten durch Einziehen einer Welle oder Anwendung einer sogenannten Wendedocke herabzuziehen suchen.

Von den Balanciers oder Waagbalken, wodurch Bewegungsrichtungen in die entgegengesetzten verwandelt werden, ist weiter unten die Rede.

§. 14. Bei der Anwendung einer Bruchschwinge findet eine Seitenbewegung Statt, die um so größer ausfällt, je kürzer die Arme der Bruchschwinge in Hinsicht auf den Gestängschub sind. Besteht die Bruchschwinge aus einem einzigen Arme und sind beide Gestänge an demselben Bolzen angeschlossen, so ist diese Seitenabweichung auch größer, als wenn die Bruchschwinge aus zwei Armen, jeder mit einem Bolzen, zusammengesetzt ist. Im ersten Falle hat man Folgendes. Es seien MG und MK, Fig. 43, die beiden Gestängrichtungen, MC die Halbirungslinie und C die Drehungsaxe der Schwinge. Bezeichnet man nun den Brechungswinkel KMO durch α, den Schwingungswinkel $ACB = 2ACM$ durch β, die Armlänge $CA = CB = CM$ durch a und den Stangenschub BD durch s, so hat man $s = AB\ cos.\ ABD = 2CA\ sin.\ ACM\ cos.\ MCE = 2\,a\ sin.\ \frac{\beta}{2}\ cos.\ \frac{\alpha}{2}$; giebt man daher a und s, so bekommt man den Schwingungswinkel β durch die Formel $sin.\ \frac{\beta}{2} = \frac{s}{2\,a\ cos.\ \frac{\alpha}{2}}$.

Fig. 43.



Die größte Seitenabweichung $EF = CE - CF = e$ ist durch die Formel $e = a\left[1 - cos.\left(\frac{\alpha+\beta}{2}\right)\right]$ bestimmt.

Digitized by Google

Bruchschwingen.

Legt man die Gestängaxen mitten durch e, also in die punktirten Linien, welche AD und BH halbiren, so fällt die Seitenbewegung beiderseits nur $= \frac{e}{2}$ aus.

Für ein Gestängkreuz oder für eine Bruchschwinge mit zwei Armen hat man folgende Verhältnisse. Es seyen MG und MK, Fig. 44, die Gestängrichtungen, MC die Mittel- oder Halbirungslinie und C die Umdrehungsaxe. Fällen wir nun die Perpendikel CN und CL auf die Hublinien, und tragen wir von den Lothpunkten N und L aus, zu beiden Seiten den halben Schub s auf, machen wir also

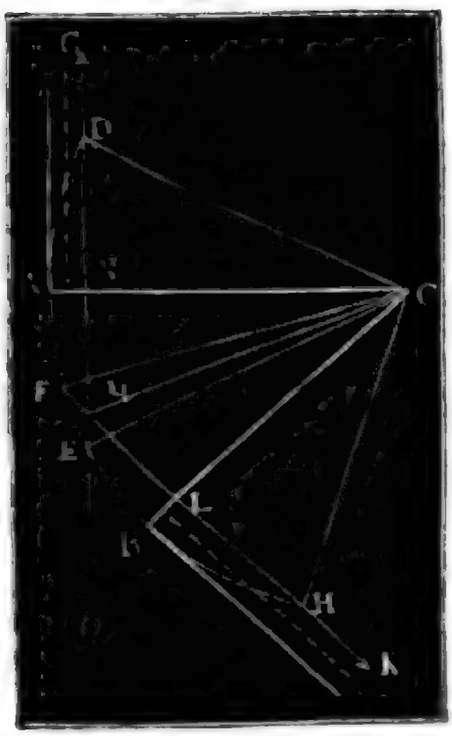
$$ND = NE = LF = LH = \frac{s}{2},$$

und verbinden wir die erhaltenen Endpunkte mit C, so erhalten wir in

$$CD = CE = CF = CH$$

nicht nur die Armlänge a, sondern auch die äußersten Stellungen der Arme, und es lassen sich nun leicht die Bögen DAE und FBH beschreiben, in welchen sich die Aufhängepunkte beider Gestänge bewegen.

Fig. 44.



Bezeichnen wir auch hier den Schub $DE = FH$ durch s, so haben wir für den Drehungswinkel $DCE = FCH = \beta$, $\sin. \frac{\beta}{2} = \frac{s}{2a}$ und die Seitenbewegung $AN = BL$, $e = a\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right)$ oder annähernd, $e = \frac{s^2}{8a}$.

Meist nimmt man $a = 2s$ bis $3s$, und erhält daher $e = \frac{s}{16}$ bis $\frac{s}{24}$.

Diese Abweichung hängt also von dem Brechungswinkel $KMO = \alpha$ gar nicht ab und ist stets kleiner, als bei einer einfachen Schwinge, wie Fig. 43.

Die Lothpunkte N und L bestimmen sich durch den Abschnitt $MN = ML = d$ mittels der Formel $d = a \cos. \frac{\beta}{2} . \tang. \frac{\alpha}{2}$.

Auch hier ist es, um die Nachtheile der Seitenbewegung e möglichst herabzuziehen, nöthig, die Gestängaxe in die AN und BL halbirenden, durch Punkte angedeuteten Linien zu legen.

Beispiel. Für einen Ablenkungswinkel α von 30°, einen Gestängschub $s = 4$ Fuß und eine Armlänge $a = \frac{5}{2} s = 10$ Fuß hat man bei einer ein-

Digitized by Google

Bruchschwingen.

fachen Schwinge $sin.\frac{\beta}{2}=\frac{4}{20\,cos.\,15^\circ}=\frac{0{,}2}{0{,}9659}=0{,}2070$, daher $\frac{\beta}{2}=11^\circ{,}57'$; folglich den ganzen Drehungswinkel $\beta=23^\circ{,}54'$, und die Seitenbewegung $e=10\,(1-cos.\,26^\circ{,}57')=10\,.\,0{,}1086=1{,}086$ Fuß. Bei Anwendung von zwei Armen dagegen ist $sin.\frac{\beta}{2}=0{,}2$, folglich $\frac{\beta}{2}=11^\circ{,}32'$, also $\beta=23^\circ{,}4'$, $e=10\,(1-cos.\,11^\circ{,}32')=0{,}2$ Fuß und $d=10\,cos.\,11^\circ{,}32'\,.\,tg.\,15^\circ=2{,}625$ Fuß.

Anmerkung. Durch die Seitenbewegung $\frac{e}{2}$ zu beiden Seiten der mittleren Schublinie erleidet das Gestänge eine Biegung, welche die Festigkeit der Stangen beeinträchtigt. Nehmen wir an, daß das Gestänge in einem Abstande l von der Schwinge in einer Führung befindlich sei, und setzen wir die Kraft, welche am Aufhängepunkte nöthig ist, um die Biegung $\frac{e}{2}$ hervorzubringen, $=P_1$, so haben wir nach I. §. 189 $P_1 l=\frac{3WE}{l^2}\cdot\frac{e}{2}$ und nach §. 201 auch, wenn P die Ausdehnungskraft der Stange bezeichnet, $P_1 l=\frac{bh^2}{6}\left(K-\frac{P}{F}\right)$; führen wir daher $W=\frac{bh^3}{12}$ ein, wobei b die Breite und h die Dicke des Gestänges (in der Schwingungsebene gemessen) bezeichnet, so erhalten wir den erforderlichen Gestängquerschnitt $F=\frac{P}{K\left(1-\frac{3he}{4l^2}\cdot\frac{E}{K}\right)}$, annähernd $F=\left(1+\frac{3he}{4l^2}\cdot\frac{E}{K}\right)\frac{P}{K}$, oder, wenn man den blos der Ausdehnungskraft entsprechenden Querschnitt $\frac{P}{K}=F_1$ setzt, $F=\left(1+\frac{3he}{4l^2}\cdot\frac{E}{K}\right)F_1$.

Führt man endlich noch $e=\frac{s^2}{8a}$ ein, so erhält man $F=\left(1+\frac{3hs^2}{32al^2}\cdot\frac{E}{K}\right)F_1$ und umgekehrt, die einem gegebenen Querschnittsverhältnisse $\frac{F}{F_1}$ entsprechende Armlänge $a=\frac{3hs^2}{32l^2}\cdot\frac{E}{\left(\frac{F}{F_1}-1\right)K}$.

Gewiß wird $\frac{F}{F_1}$ nicht viel über Eins betragen dürfen. Ist der Hub $s=40$ Zoll, die Stangendicke $h=6$ Zoll, die Stangenlänge $l=240$ Zoll, nimmt man den Elasticitätsmodul $E=1800000$ Pfd., und den Festigkeits- oder vielmehr den Sicherheitsmodul $K=1200$ Pfd., so hat man hiernach bei dem Verhältnisse $\frac{F}{F_1}=\frac{6}{5}$, die Armlänge

$$a=\frac{3\,.\,6\,.\,1600}{32\,.\,57600}\cdot\frac{1800000}{\frac{1}{5}\,.\,1200}=\frac{9}{576}\cdot\frac{5\,.\,3000}{2}=\frac{15000}{128}=117\text{ Zoll},$$

also ungefähr $=3s$.

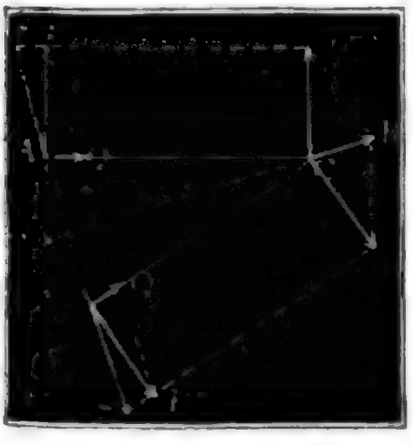
§. 15. Die Stärkenverhältnisse eines Gestängkreuzes oder einer Bruchschwinge lassen sich aus der Gestängkraft P, deren Richtung durch das Kreuz verändert wird, berechnen. Zunächst bestimmt sich die Stärke d der

Digitized by Google

Bolzen, womit die Gestänge an die Kreuzarme angeschlossen sind, wie die eines Wellzapfens, nach einer Formel $d = \mu \sqrt{P}$; da aber diese Bolzen aus Schmiedeeisen sind, und da die Kraft P, welche dieselben aufzunehmen haben, ihre Richtung nur wenig ändert, also nicht wie beim Wellzapfen ein ununterbrochenes Biegen der Bolzen nach allen Seiten hin stattfindet, so kann man μ viel kleiner, nämlich $= 0{,}015$, also $d = 0{,}015 \sqrt{P}$ Zoll nehmen. Bruchschwingen.

Aus den Gestängkräften P und P, Fig. 45, ergiebt sich mit Hülfe des Ablenkungswinkels $BMO = \alpha$, der Druck im Walzeisen, $R = 2P \sin.\frac{\alpha}{2}$; da dieses ebenfalls aus Schmiedeeisen besteht und nur um einen Winkel β gedreht, also während eines Spieles nicht nach allen Seiten hin gebogen wird, so kann man sich hier ebenfalls eines kleinern Coefficienten wie bei den Wellzapfen bedienen. Lassen wir den Einfluß des Gewichtes vom Kreuze außer Acht, so können wir mit hinreichender Sicherheit die mittlere Stärke des Walzeisens, $d_1 = 0{,}030 \sqrt{P \sin.\frac{\alpha}{2}}$ setzen.

Fig. 45.



Der Querschnitt A der eisernen Spannschienen oder Stangen, welche die Köpfe der Kreuzarme zusammenhalten, bestimmt sich unter der Voraussetzung, daß diese Schienen den Componenten $S = \frac{P}{\cos.\frac{\alpha}{2}}$ der Gestängkraft von einem Arme zum andern übertragen, durch die Formel $A = \frac{P}{10000 \cos.\frac{\alpha}{2}}$ Quadratzoll.

In der Regel geht die Richtung dieser Stangen nicht genau durch die Angriffspunkte von P und P, weshalb noch kleine Seitenkräfte übrig bleiben, die von den Armen oder nach Befinden von Bändern um dieselben aufzunehmen sind.

Der Querschnitt A_1 der Arme ist aus der Seitenkraft $Q = P \operatorname{tang}.\frac{\alpha}{2}$ nach der rückwirkenden Festigkeit zu berechnen. Man kann mit Sicherheit für Holz $A_1 = \frac{P \operatorname{tang}.\frac{\alpha}{2}}{600}$ und für Gußeisen $A_1 = \frac{P \operatorname{tang}.\frac{\alpha}{2}}{15000}$ Quadratzoll nehmen.

Ohne Anwendung von Spannschienen und Bändern u. s. w. würden die Arme der Bruchschwinge eine viel größere Stärke erhalten müssen.

Digitized by Google

Bruchschwingen.

Ist h die Höhe und e die Dicke der Arme und setzt man $\frac{h}{e} = m$ (für Eisen = 2 bis 4, für Holz = $^7/_5$), so hat man nach der Theorie der relativen Festigkeit $Pa = \frac{1}{m} h^3 K$, und es ist hiernach, wenn a in Zollen eingeführt wird, für gußeiserne Winkelhebel $h = 0{,}1 \sqrt[3]{m\,Pa}$, und für hölzerne $h = 0{,}17 \sqrt[3]{m\,Pa}$ Zoll.

Bei Anwendung eines Kreuzes oder einer Bruchschwinge geht durch die Reibungen an den Bolzen und an dem Walzeisen ein Theil der Kraft verloren. Die Reibung an einem Bolzen, auf den Kraftpunkt in der Gestängare reducirt, ist $F = f \frac{d}{2a} P$ zu setzen, weil sich bei einem Anhube der Bolzen in der Pfanne um einen Winkel β dreht, also die Reibung den Weg $\frac{\beta d}{2}$ zurücklegt, während die Kraft P den Weg $s = 2a \sin. \frac{\beta}{2}$ oder nahe $= \beta a$ macht. Für beide Gestängbolzen hat man daher $F = f \frac{d}{a} P$.

Für die Reibung F_1 des Walzeisens hat man, da hier der Druck $R = 2P \sin. \frac{\alpha}{2}$ ist, $F_1 = f \frac{d_1}{a} P \sin. \frac{\alpha}{2}$.

Mit Berücksichtigung des Druckes, welcher aus dem Gewichte G des Kreuzes entspringt, hat man, wenn δ den Neigungswinkel des Druckes $R = 2P \sin. \frac{\alpha}{2}$ gegen den Horizont und n das Verhältniß $\frac{G}{R}$ bezeichnet, $F_1 = f \frac{d_1}{a} P \sin. \frac{\alpha}{2} \sqrt{1 + n^2 - 2n \sin. \delta}$.

Beispiel. Für ein hölzernes Gestängkreuz, welches eine Gestängkraft $P = 40000$ Pfd. um einen Winkel $\alpha = 60°$ ablenken soll, hat man Folgendes:

1) Die Bolzenstärke $d = 0{,}015 \sqrt{40000} = 3$ Zoll.

2) die Stärke des Walzeisens $d_1 = 0{,}03 \sqrt{40000 \sin. 30°} = 4{,}25$ Zoll.

3) den Querschnitt der Spannschienen $A = \frac{40000}{10000 \cos. 30°} = 4{,}6$ Quadratzoll,

4) den Querschnitt eines Armes $A_1 = \frac{40000 \, tg. 30°}{600} = 38{,}5$ Quadratzoll.

Nimmt man die Armlänge $a = 100$ Zoll, und den Reibungscoefficienten $f = 0{,}075$, so hat man noch den Kraftverlust durch die Bolzenreibung

$$F = 0{,}075 \cdot \frac{3}{100} \cdot 40000 = 90 \text{ Pfd.},$$

und den durch die Reibung am Walzeisen

$$F_1 = 0{,}075 \cdot \frac{4{,}25}{100} \cdot 40000 \sin. 30° = 63{,}75 \text{ Pfd};$$

durch das Gewicht des Kreuzes wird dieser Werth noch etwas vergrößert.

Digitized by Google

§. 16. Zur Fortpflanzung einer stetigen Bewegung in der geraden Linie wendet man zum Theil Ketten (franz. chaînes; engl. chains, iron-cables), vorzüglich aber Seile, und zwar entweder Hanfseile (franz. cordes, cordages de chanvre; engl. cordes, ropes, cables of hemp) oder Eisendrahtseile (franz. cordes en fils de fer; engl. cables of iron-wire) an. In der Regel werden diese über Rollen oder Scheiben gelegt und nach Befinden auf Trommeln oder Körbe aufgewickelt, und deshalb verlangt man von ihnen einen gewissen Grad von Biegsamkeit. Die letztere nimmt aber ab, wenn die Stärke des Seiles oder der Kette eine größere wird; deshalb ist es denn eine Regel, ihnen nur diejenige Stärke zu geben, welche nöthig ist, um die gegebene Last auf die Dauer und mit Sicherheit zu tragen, um so mehr, da sie dann am leichtesten ausfallen und deshalb am wenigsten zur Vergrößerung der übrigen Nebenhindernisse beitragen. Die Drahtseile sind unter diesen drei Fortpflanzungsmitteln der Bewegung die vollkommensten, denn sie sind bei gleicher Tragkraft nicht allein die schwächsten und leichtesten, sondern auch die wohlfeilsten. Ueberdies besitzen sie auch einen hohen Grad von Elasticität, die bei den Hanfseilen nur schwach ist und den Ketten ganz abgeht. Der Steifigkeits- oder Straffheitswiderstand der Ketten und Seile, welcher bei dem Umbiegen derselben um Rollen, Trommeln u. s. w. zu überwinden ist, besteht bei den Ketten nur in einer gegenseitigen Reibung der Kettenglieder, bei den Seilen aber theils in einer natürlichen Steifigkeit der Drähte oder Fäden, und theils in der Reibung dieser unter einander. Beim Abwickeln der Ketten oder Seile von Trommeln u. s. w. äußert bei gleicher Spannung die Reibung zwischen den Kettengliedern oder den Seilfäden denselben Widerstand wie beim Aufwickeln, der eigentliche Steifigkeitswiderstand der Drähte oder Fäden hingegen, fällt nach dem Grade der Elasticität dieser sehr verschieden aus. Hanfseile besitzen nur eine sehr geringe Elasticität; sie haben nur ein sehr schwaches, oder nach Befinden gar kein Bestreben, sich, nachdem sie gebogen worden sind, wieder grade zu strecken; bei Drahtseilen hingegen ist die Elasticität sehr groß, und deshalb wird denn auch beim Abwickeln der Drahtseile ein großer Theil von der Kraft wieder gewonnen, welche vorher auf das Aufwickeln derselben verwendet worden ist. Natürlich ist hierbei vorauszusetzen, daß beim Auflegen eines Drahtseiles auf eine Scheibe u. s. w. die Elasticitätsgrenze nicht überschritten, also der Durchmesser der Scheibe oder Trommel nicht zu klein sei. Hanfseile kann man deshalb bei gleicher Tragfähigkeit über kleinere Rollen legen als Drahtseile. Aus diesem Grunde werden Drahtseile bei Flaschen- oder Klobenzügen nicht und bei Haspeln seltener, dagegen bei Göpeln ganz gewöhnlich, und zwar mit vielem Vortheile angewendet. Was denjenigen Theil des Biegungswiderstandes anlangt, welcher von der Reibung abhängt, so kann man diesen bei Eisenketten und Eisendrahtseilen

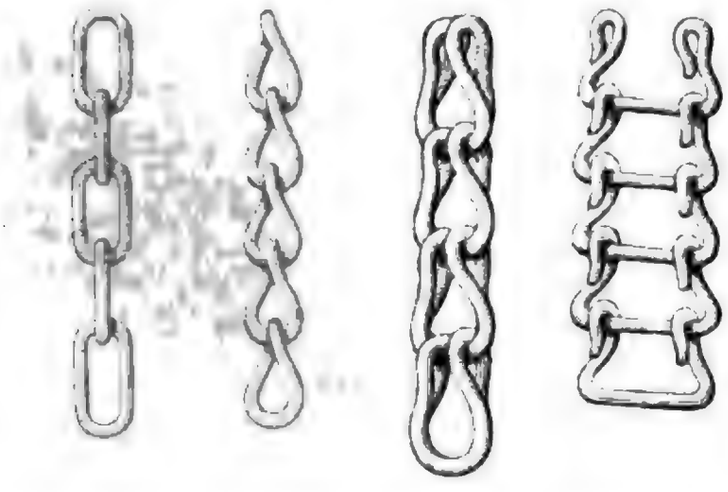
Biegsame Fortpflanzungsmittel.

Digitized by

durch Schmieren oder Oelen herabziehen. Es ist daher zweckmäßig, diese Organe der Bewegungsfortpflanzung von Zeit zu Zeit mit weicher Schmiere zu schmieren. Hingegen das Theeren macht die Hanfseile, sowie das Kitten die Drahtseile steifer. Man ist aber oft genöthigt, eines oder das andere als Schutzmittel gegen die Feuchtigkeit anzuwenden.

Ketten. §. 17. Die Ketten, welche zur Fortpflanzung oder Uebertragung der Bewegung einer Maschine dienen, werden größtentheils aus geschmiedetem Eisen angefertigt. Die in Fig. 46 und Fig. 47 abgebildeten Ketten lassen sich nicht gut um Trommeln legen, und können daher nur als einfache Verbindungs- oder Befestigungsstücke angewendet werden. Die in Fig. 48 abgebildete Kette wurde nach Gerstner als Treibekette auf der böhmischen Eisenerzgrube Krusna Hora fast 30 Jahre lang ohne Unterbrechung benutzt. Die Bandketten von Vaucanson, wovon Fig. 49 eine perspectivische Ansicht giebt, sind nur zur Uebertragung schwacher Kräfte geeignet, weil ihre Glieder nicht zusammengeschweißt, sondern nur umgebogen sind. Bei einer Drahtdicke von $^3/_{16}$ Zoll und einem Gewichte von $21^1/_2$ Loth von einem laufenden Fuß ist die Tragkraft einer solchen Kette 855 Pfund und die zulässige Spannung 250 Pfund.

Fig. 46. Fig. 47. Fig. 48. Fig. 49.

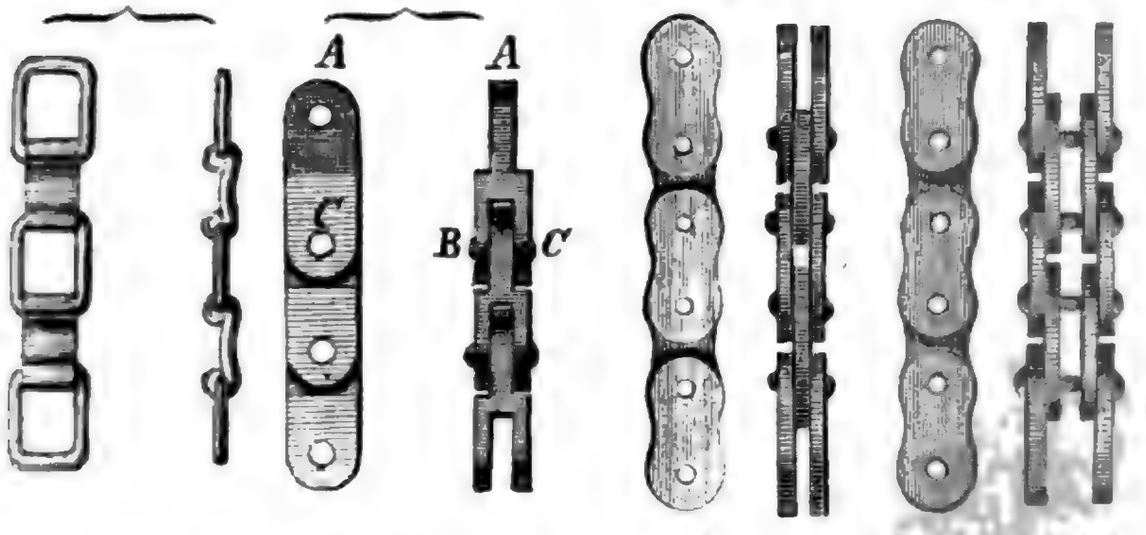


Hierher gehört auch die Bandkette von Proché, welche aus abwechselnden Ringen und Blechstücken besteht und durch Fig. 50 in zwei Ansichten vor Augen geführt wird. Die vorzüglichsten Ketten, welche beim Maschinenwesen in Anwendung kommen, sind die Galle'schen Gelenk- oder Laschenketten, wo die Glieder durch besondere Bolzen mit einander verbunden sind. Sehr einfach ist die in Fig. 51 abgebildete Kette dieser Art. ABC ist ein gabelförmiges Glied und BC der Bolzen, welcher es mit dem folgenden Gliede verbindet. In der Anfertigung noch leichter sind die aus einfachen Schienen oder Laschen zusammengesetzten Ketten, wie Fig. 52 und Fig. 53. Bei der Kette in Fig. 52 befindet sich zwischen einem Laschenpaare eine einfache, bei der in Fig. 53 aber ein anderes Laschenpaar. Sehr oft wendet man aber auch Ketten mit je vier oder noch mehr Laschen an. Jedenfalls sind die Laschenketten zur Fortpflanzung größerer Kräfte und zum Auflegen auf Scheiben und Zirkelstücke geeignet. Die Kettenbolzen sind an einem Ende mit einem Kopfe versehen, und erhalten am andern

Digitized by Google

Ende einen Vorstecker oder einen Nietkopf oder eine Schraubenmutter. Zum Schutze der Laschen legt man wohl noch Stoßscheiben unter und füttert auch wohl die Augen derselben mit Messing aus.

Fig. 50. Fig. 51. Fig. 52. Fig. 53.



Die Stärke der Kettenbolzen bestimmt sich wie die der Gestängbolzen s. §. 15, und die der Kettenglieder wie die der Gestänge. Nimmt man die Breite der schmiedeeisernen Glieder drei Mal so groß als die Bolzendurchmesser, so erhält man die Dicke derselben, da durch das Bolzenauge ein Drittel der Breite verloren geht, bei der Spannkraft P, $e = \frac{P}{20000\,d}$ Zoll, also $d = 0{,}015\sqrt{P}$ gesetzt, $\frac{e}{d} = \frac{1}{4{,}5}$, und $\frac{e}{3\,d} = \frac{1}{13{,}5}$. Um noch mehr Sicherheit zu erhalten, möchte aber

$$\frac{e}{d} = \tfrac{1}{3},\ \text{d. i.}\ \frac{e}{3\,d} = \tfrac{1}{9},$$

also die Dicke der Laschen einem Drittel der Bolzendicke und einem Neuntel der Laschenbreite gleich zu machen sein.

Der Reibungswiderstand, welcher beim Umlegen einer Kette um eine Rolle zu überwinden ist, wird nach I. §. 177 bestimmt.

Fig. 54.

Was endlich noch die sogenannten Kettentaue anlangt, wie sie besonders beim Schiffswesen in Gebrauch sind, so werden dieselben aus dem besten Rundeisen von ½ bis 2 Zoll Dicke angefertigt, und es erhalten dieselben eine besondere Festigkeit durch eingesetzte Steege, wie AB, Fig. 54.

Anmerkung. Ueber die Anfertigung der Ketten und namentlich über die der Kettentaue ist nachzusehen: Prechtl's Encyclopädie, Bd. VIII., Artikel Ketten, ferner in Karmarsch und Heeren's technischem Wörterbuche, und in den Verhandlungen des Gewerbevereins in Preußen, Jahrgänge 1824 und 1835.

Digitized by Google

Drahtseile.

§. 18. Die Drahtseile werden aus drei bis sechs Litzen (franz. torons; engl. strands), wovon jede aus vier bis acht einzelnen Drähten besteht, zusammengedreht. Die Stärke der Drähte beträgt bei Treibeseilen, welche mehr als 1500 Pfund tragen und über hohe Scheiben zu liegen kommen, ungefähr $\frac{1}{8}$ Zoll, es wiegen je 100 Fuß Drahtlänge 4,33 Pfund; bei Haspelseilen hingegen, welche nur 200 Pfund tragen, $\frac{1}{32}$ Zoll, und es wiegen je 100 Fuß Draht 0,271 Pfund. Die Verbindung der Drähte unter einander zu einer Litze führt Fig. 55 vor Augen. Man sieht, diese Litze besteht aus vier Drähten, die einen hohlen Raum M zwischen sich lassen. Man hat in neueren Zeiten, namentlich in den Kohlenbergwerken am Rhein, diesen Raum mit einer getheerten Hanfschnur ausgefüllt, oder vielmehr die Drähte um eine Hanfseele gewunden, und dadurch eine größere Biegsamkeit und Festigkeit der Seile zu erzielen gesucht, sowie die Anwendung mehrerer Drähte in einer Litze ermöglicht.

Fig. 55.

Fig. 56.

Aus der Anzahl n der Drähte einer Litze folgt der Centriwinkel $ACB = BCD = \alpha$ des von den Drahtaxen gebildeten Polygones ABE, Fig. 56, $\alpha = \frac{360^0}{n}$, und hieraus wieder mittels der Drahtstärke d der Durchmesser $2CK$ des nach Befinden durch eine Hanfseele auszufüllenden hohlen Raumes: $d_1 = \left(\frac{1 - sin.\,\frac{1}{2}\alpha}{sin.\,\frac{1}{2}\alpha}\right) d$.

Je größer die Anzahl der Drähte ist, desto größer fällt hiernach auch der Durchmesser des hohlen Raumes aus. Während für $n = 4$, also $\alpha = 90^0$ $d_1 = \left(\frac{1 - sin\ 45^0}{sin\ 45^0}\right) d = (\sqrt{2} - 1)\ d = 0{,}414\ d$ sich ergiebt, ist hiernach für $n = 6$, $d_1 = \left(\frac{1 - \frac{1}{2}}{\frac{1}{2}}\right) d = d$, und für $n = 8$,

$$d_1 = \left(\frac{1 - 0{,}3827}{0{,}3827}\right) d = 1{,}613\ d.$$

Der Durchmesser des Kreises, in welchem die Axen der Drähte liegen, ist

$$d_2 = d + d_1 = \frac{d}{sin.\,\frac{1}{2}\alpha}.$$

Ist l die Länge des Litzenstückes, auf welche eine Windung kommt, so hat man die entsprechende Drahtlänge nach dem Pythagoräischen Lehrsatze: $l_1 = \sqrt{l^2 + (\pi d_2)^2}$, annähernd $= l + \frac{(\pi d_2)^2}{2l}$, und daher die Ver-

Digitized by Google

kürzung eines Drahtstückes beim Zusammenschlagen zu einer Litze: Drahtseile.

$$\lambda = l_1 - l = \frac{\pi^2 d_2^2}{2l}, \text{ relativ } \frac{\lambda}{l} = \tfrac{1}{2}\left(\frac{\pi d_2}{l}\right)^2.$$

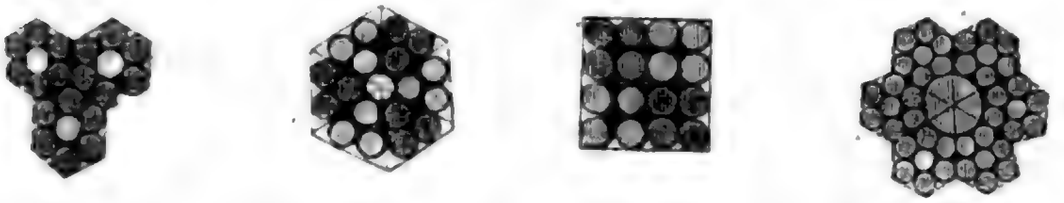
Der Drehungswinkel δ, um welchen ein Draht durch das Zusammenschlagen zu einer Litze aus der axonalen Lage gebracht wird, ist mittels der Katheten πd_2 und l durch die Gleichung $tang.\,\delta = \frac{\pi d_2}{l}$ bestimmt.

Umgekehrt hat man $\frac{l}{d_2} = \pi\, cotg.\,\delta$ und $\frac{l}{d} = \frac{\pi\, cotg.\,\delta}{sin.\,\frac{1}{2}\alpha}$.

Der gewöhnliche Drehungswinkel der Drähte in den Litzen ist 8^0 bis 15^0. Nehmen wir $\delta = 10^0$ und $n = 4$, also $\frac{1}{2}\alpha = 45^0$, so erhalten wir $\frac{l}{d} = \frac{3{,}14 \,.\, 5{,}67}{0{,}707} = 25$, also bei $\frac{1}{8}$ Zoll Drahtstärke die Länge einer Windung $l = \frac{25}{8} = 3\frac{1}{8}$ Zoll.

Die Seile werden aus den Litzen genau so zusammengesetzt, wie die Litzen aus Drähten. Durchschnitte mehrerer aus 3 bis 6 Litzen bestehenden Seile sind in den Figuren 57, 58, 59 und 60 abgebildet. Fig. 57 zeigt den

Fig. 57. Fig. 58. Fig. 59. Fig. 60.



Querschnitt eines Seiles aus drei sechsdrähtigen Litzen, Fig. 58 den eines Seiles aus sechs dreidrähtigen Litzen, Fig. 59 zeigt ferner den Querschnitt eines Seiles von 4 Litzen, jede zu 4 Drähten und Fig. 60 den eines Seiles von 6 Litzen, jede zu 6 Drähten, mit einer Hanf- oder Drahtseele. Durch die Drehung der Litzen kommen diese Querschnitte in alle möglichen Lagen, und es nimmt das ganze, namentlich aber das dem Querschnitte Fig. 58 entsprechende Seil eine mehr cylindrische Form an.

Was die Cylinder anlangt, um welche man sich die Litzen schraubenförmig aufgewunden zu denken hat, so sind die Durchmesser derselben folgende:

für die Seile mit den Querschnitten in Fig. 57 und 58,

$$d_3 = 2d + \frac{d}{sin.\,60^0} = 3{,}155\,d,$$

für das nach Fig. 59, $d_3 = 2\,d_2 = \frac{2d}{sin\,45^0} = 2{,}828\,d$

und für das nach Fig. 60, $d_3 = 2d + 4\,d\,sin.\,60^0 = 5{,}464\,d$.

Nimmt ein Litzenumschlag ein Arenstück des Seiles von der Länge l_2 ein, so ist seine Länge: $l_3 = \sqrt{l_2^2 + (\pi d_3)^2}$, daher die Verkürzung einer Litze

Digitized by Google

Drahtseile. beim Zusammenschlagen:

$$\lambda = l_3 - l_2 = \sqrt{l_2^2 + (\pi d_3)^2} - l_2, \text{ annähernd} = \frac{\pi^2 d_3^2}{2 l_2}.$$

Der Drehungswinkel einer Litze ist bestimmt durch die Formel

$$tang.\, \delta_1 = \frac{\pi d_3}{l_2}.$$

In der Regel ist auch $\delta_1 = 10$ bis 25 Grad; wenigstens ist es nicht rathsam, die Drehung über 15 Grad hinausgehen zu lassen.

Es ist übrigens leicht zu ermessen, weshalb man hier die Drähte nicht einfach nebeneinander legt, sondern schraubenförmig zusammenschlägt. Beim Umlegen um eine Scheibe oder Trommel müssen sich nur die äußeren Drähte ausdehnen; besteht daher das Seil nur aus nebeneinanderliegenden Drähten, so wird nur ein Theil der Drähte ausgedehnt, und daher das Zerreißen der äußersten Drähte eher eintreten, als wenn das Seil geschlagen ist, wo ein und derselbe Draht bald außen, bald innen zu liegen kommt und daher alle Drähte eine gleiche Spannung erhalten.

Anmerkung. Die Drahtstücke, welche man bei der Drahtseilfabrikation verwendet, haben eine Länge von 60 bis 120 Fuß, und müssen deshalb zur Bildung längerer Seile durch bloßes Zusammenwickeln oder Zusammenlöthen ihrer Enden mit einander verbunden werden.

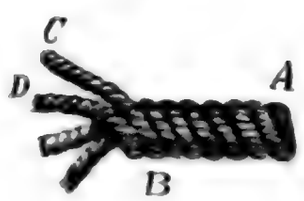
Hanfseile. §. 19. Die Anwendung der Hanfseile ist durch die Einführung der Drahtseile bedeutend gemäßigt worden. Jetzt findet man diese Seile fast nur noch bei Flaschenzügen angewendet. Das Material zu diesen Seilen ist gut gehechelter Hanf, am besten aus Rußland oder aus dem Elsaß, Breisgau u. s. w. Dieser wird zunächst zu Fäden oder Garn versponnen; aus diesen werden ferner durch Zusammendrehen die sogenannten Schnüre oder Litzen und aus diesen endlich die Seile gebildet. Die Fäden werden von einer Stärke angewendet, daß eine Länge von 300 bis 400 Fuß ein Pfund wiegt, acht bis sechszig Fäden geben eine Litze und drei bis vier Litzen geben ein Seil. Starke Taue endlich, werden aus drei bis vier einzelnen Seilen zusammengedreht, oder, wie man sagt, abgestückt.

Vier- und mehrschäftigen Seilen, d. i. Seilen aus vier oder mehr Litzen, giebt man, namentlich wenn dieselben stark sind, eine Hanfseele, damit sich die einzelnen Litzen regelmäßig schraubenförmig aneinander anlegen, und dieselben nicht in den von der Hanfseele auszufüllenden hohlen Raum treten. Die Drehungswinkel der Fäden in den Litzen, und die der Litzen in den Seilen, sind 30 bis 50 Grad; durch sehr starke Drehungen verliert das Seil zuviel an Festigkeit, und bei sehr schwachen Drehungen besitzt es nicht die erforderliche Dichtigkeit. Am angemessensten ist jedenfalls diejenige Drehung, bei welcher die Reibung der Fäden oder Litzen unter einander ihrer Festigkeit gleichkommt. Damit die Seile nicht unnöthig steif ausfallen, und

Digitized by Google

damit sie möglichst wenig Bestreben zur Drehbewegung annehmen, sollen die Drehungsrichtungen der Seile und Litzen, so wie die der Litzen und ihrer Fäden die entgegengesetzten sein. Wenn also ein Seil wie AB, Fig. 61, rechts gedreht sein soll, so müssen dessen Litzen, wie BC, BD u. s. w. eine linke, und dagegen die Fäden der letzteren wieder eine rechte Drehung erhalten. Hanfseile.

Fig. 61.



Durch das einfache Zusammendrehen wird natürlich eine Verkürzung in der Axenlänge der Fäden oder Litzen herbeigeführt, und könnte dasselbe ohne alle Spannung der Fäden erfolgen, so würde bei dem Drehungswinkel δ die einer Fadenlänge l entsprechende Litzenlänge $l_1 = l\,cos.\,\delta$, also die Verkürzung $\lambda = l_1 - l = l(1 - cos.\,\delta)$ betragen. Z. B. für eine Drehung δ von 40 Grad würde die Verkürzung $\lambda = (1 - cos.\,40^0)\,l = 0{,}234\,l$, d. i. über 23 Procent ausmachen; da aber durch die Reibung und durch das Einklemmen der Litzen und Fäden unter einander noch eine Spannung in diese kommt, so ist mit dem Zusammendrehen stets auch noch eine gewisse Ausdehnung der Fäden und Litzen verbunden, so daß, zumal wenn den Seilen ein sogenannter Draht gegeben wird, d. h. wenn die Seile nach dem Zusammenschlagen noch eine besondere Drehung erhalten, die Verkürzung der Litzen im Seile statt 23 Procent nur 10 bis 15 Procent beträgt.

Ein Haupterforderniß eines guten Seiles ist außer der Festigkeit und Biegsamkeit auch noch die Dauerhaftigkeit desselben. Um die letztere zu erhöhen, muß man durch starkes Zusammendrehen und durch einen Theerüberzug das Eindringen des Wassers möglichst verhindern. Da aber durch diese Mittel den ersten Erfordernissen entgegengewirkt wird, so ist mit denselben eine gewisse Grenze nicht zu überschreiten. Der Theer (franz. goudron; engl. tar) wird gewöhnlich in solcher Menge angewendet, daß durch ihn das Seil um ein Fünftel seines Gewichtes schwerer wird.

§. 20. Die Tragkraft eines Seiles hängt nicht allein von der materiellen Beschaffenheit, von dem Querschnitte F und von der Anzahl n der Fäden des Seiles, sondern auch von der Stärke der Drehung der Fäden und Litzen desselben ab, denn durch die letztere erhalten die Fäden und Litzen auch ohne Belastung eine gewisse, einen Theil der Tragkraft in Anspruch nehmende Spannung. Wegen der schraubenförmigen Windungen, welche die Fäden und Litzen bilden, ist diese Spannung überdies nicht gleichförmig auf den Querschnitt dieser vertheilt, sondern am äußeren Umfange größer als in der Axe der Fäden oder Litzen, und deshalb die dadurch hervorgebrachte Verminderung Tragkraft der Hanfseile.

Fig. 62.

Digitized by Google

Tragkraft der Hanfseile.

der Tragkraft bei einer starken Drehung der Fäden sehr beträchtlich. Der Halbmesser $MA = MB$, Figur 63, nach welchem ein Faden ABF in einer Litze oder eine Litze im Seile gebogen ist, fällt mit dem Krümmungshalbmesser einer Ellipse $ABEG$ zusammen, deren Ebene um den Drehungswinkel $OCE = \delta$ von der Axe der Litze oder des Seiles abweicht. Der Halbmesser $CA = CD = r$ des Cylinders, um welchen die Fadenaxe gewickelt ist, ist zugleich die kleine Halbaxe der Ellipse, dagegen $CE = \frac{CD}{cos.DCE} = \frac{r}{sin.\delta}$, die große Halbaxe der Ellipse, und daher der Krümmungshalbmesser des Fadens (s. Ingenieur Seite 238),

Fig. 63.

$$MA = MB = \frac{\overline{CE^2}}{CA} = \frac{r^2}{r\,sin.\delta^2} = \frac{r}{sin.\delta^2}.$$

Nun wächst aber die Spannung am äußersten Umfange eines Fadens direkt wie die Stärke und umgekehrt wie der Krümmungshalbmesser der Fadenaxe, daher nimmt denn auch dieselbe wie das Quadrat des Sinus des Drehungswinkels zu. Wie sehr ein Seil durch eine starke Drehung an Festigkeit verliert, zeigt folgendes Beispiel von Muschenbroek. Ein Seil, welches bis ein Fünftel Verkürzung gedreht war, zerriß bei 6205 Pfund Belastung, als es aber eine Drehung bis ein Viertel Verkürzung erhielt, bei 4850 Pfund, und als es endlich durch weitere Drehung um ein Drittel verkürzt wurde, gar schon bei 4098 Pfund.

Uebrigens ist leicht zu ermessen, daß stärkere, aus mehr Fäden bestehende Seile verhältnißmäßig weniger Tragkraft besitzen als schwächere. Es findet bei jenen nicht allein an sich eine größere Ungleichheit in der Spannung der Fäden statt, sondern es wird auch dieselbe beim Umbiegen um Rollen oder Trommeln noch besonders erhöht. Durch diese Ungleichheit wird aber die Tragkraft herabgezogen, weil hier die stärker gespannten Fäden eher zerreißen, als wenn die Spannung eine gleichförmige wäre.

Endlich wird die Tragkraft eines Seiles auch noch durch die Nässe, und selbst durch das Theeren vermindert. Nach Muschenbroek's Versuchen trägt ein ungetheertes Seil, wenn es ganz durchnäßt ist, nur sieben Zehntel so viel als wenn es trocken ist. Das Eindringen der Nässe wird besonders dann verhindert, wenn man nicht das fertige Seil, sondern schon die Fäden oder Litzen theert. Je nachdem man nun diese warm oder kalt zusammendreht (warm oder kalt registrirt), fallen die Seile mehr oder weniger dicht, und mehr oder weniger steif aus.

§. 21. Die Stärke eines Hanfseiles für eine gegebene Tragkraft P läßt sich

Digitized by Google

mittels der in I. §. 186 mitgetheilten Festigkeitscoefficienten berechnen; nur ist hierbei zu berücksichtigen, daß man dreifache Sicherheit zu geben hat, wenn das Seil ein stehendes ist, also nur zur Befestigung dient, und dagegen sechsfache Sicherheit nehmen muß, wenn das Seilwerk ein laufendes ist, sich also über Rollen und Trommeln wickelt. Setzen wir den Festigkeitsmodul für Hanfseile von $\frac{1}{8}$ Zoll Dicke $=$ 10000 Pfund, und den für Seile von 5 Zoll Stärke $=$ 5000 Pfund, so können wir allgemein für Seile von d Zoll Stärke den Festigkeitsmodul $K = 10000\,(1 - 0{,}1\,d)$ Pfund annehmen. Tragkraft der Hanfseile.

Es ist daher die Tragkraft $= P$, bei dreifacher Sicherheit

$$P = \tfrac{1}{3}\,10000\,(1 - 0{,}1\,d)\,.\,\frac{\pi\,d^2}{4} = 2618\,(1 - 0{,}1\,d)\,d^2$$

und bei sechsfacher Sicherheit: $P = 1309\,(1 - 0{,}1\,d)\,d^2$, umgekehrt also die der gegebenen Tragkraft oder Spannung entsprechende Seildicke, im ersten Falle $d = \sqrt{\frac{P}{2618\,(1 - 0{,}1\,d)}}$, oder annähernd

1) $d = 0{,}01954\,(1 + 0{,}05\,d)\,\sqrt{P} = 0{,}01954\,(1 + 0{,}001\,\sqrt{P})\,\sqrt{P}$

und im zweiten Falle:

2) $d = 0{,}02764\,(1 + 0{,}05\,d)\,\sqrt{P} = 0{,}02764\,(1 + 0{,}0014\,\sqrt{P})\,\sqrt{P}$ Zoll.

Was das Seilgewicht anlangt, so kann man annehmen, daß dasselbe nahe wie das Quadrat der Seilstärke wächst. Nun wiegt aber der laufende Fuß Hanfseil von 1 Zoll Stärke, ungetheert 0,3 Pfund, und getheert 0,36 Pfund; es läßt sich daher das Gewicht eines laufenden Fußes Hanfseil von d Zoll Stärke setzen:

3) $G = 0{,}3\,d^2$ bis $0{,}36\,d^2$ Pfund.

Umgekehrt entspricht dem Gewicht G eine Stärke:

4) $d = 1{,}82\,\sqrt{G}$ bis $1{,}67\,\sqrt{G}$ Zoll.

Setzen wir den Werth $d = 1{,}82\,\sqrt{G}$ in die obigen Formeln, so erhalten wir das Gewicht des laufenden Fußes Seil, bei dreifacher Sicherheit:

5) $G = 0{,}0001146\,(1 + 0{,}002\,\sqrt{P})\,P$ Pfund,

und bei sechsfacher Sicherheit:

6) $G = 0{,}0002292\,(1 + 0{,}0028\,\sqrt{P})\,P$ Pfund.

Hiernach ist folgende Tabelle berechnet worden:

Digitized by

Tragkraft der Hanfseile.

Seilspannung in Centnern, zu 100 Pfund		1	4	9	16	25	36	49	64	81	100
Seilstärke in Zollen	bei 3facher Sicherheit	0,20	0,40	0,60	0,81	1,03	1,24	1,46	1,69	1,91	2,15
	bei 6facher Sicherheit	0,28	0,57	0,86	1,17	1,48	1,80	2,12	2,46	2,80	3,15
Gewicht von je 100 Fuß ungetheerten Seiles	bei 3facher Sicherheit	1,17	4,77	10,9	19,8	31,5	46,2	64,0	85,1	109,5	137,5
	bei 6facher Sicherheit	2,36	9,68	22,4	40,9	65,3	96,4	134,3	179,5	232,4	293,4

Beispiel. Die Stärke eines ungetheerten Haspelseiles, welches eine Last von 4 Centnern tragen soll, ist nach der letzten Tabelle, so wie nach einer der obigen Formeln: $d = 0{,}57$ Zoll, und das Gewicht von 150 Fuß Seil:

$$G = 9{,}68 \cdot {}^{150}/_{100} = 14{,}52 \text{ Pfund.}$$

Vergleichung der Seile und Ketten.

§. 22. Wie sich die Drahtseile, Hanfseile und Kettentaue in Hinsicht auf Festigkeit, Gewicht und Preis gegen einander verhalten, ist aus folgender Tabelle zu entnehmen, welche eine vergleichende Zusammenstellung der Resultate von den Versuchen enthält, die zu diesem Zwecke auf Befehl der englischen Admiralität angestellt worden sind.

Digitized by Google

Vergleichung der Seile und Ketten.

Tabelle

über die Festigkeit, das Gewicht und den Preis von Drahtseilen, Hanfseilen und Kettentauen.

Belastung, bei welcher die Seile zerreißen, in Tonnen (tons) u. s. w.	Gattungen der Seile.	Umfang der Hanf- u. Drahtseile; Dicke des Rundeisens bei den Ketten.	Gewicht von 1 Faden (fathom) = 6 Engl. Fuß, in Engl. Pfund. 1 Pf. = 16 Unz.	Preis von 1 Faden = 6 Fuß, in Schilling u. Pence. 1 Sch. = 12 Pe. = 10 Silbgr.
1 Tonne = 2240 engl. Pfund = 2172 preuß. »	Drahtseil	1 Zoll Engl.	— Pf. 12 Unz.	— Sch. 5 Pe.
	Hanfseil	2 » »	1 » 1 »	— » 5½ »
	Kettentau	¼ » »	3 » — »	1 » 6 »
8 Tonnen = 17920 engl. Pfund = 17379 preuß. »	Drahtseil	2 » »	2 » 10 »	1 » 6 »
	Hanfseil	5 » »	6 » — »	2 » 7½ »
	Kettentau	½ » »	16 » — »	4 » — »
12 Tonnen = 26880 engl. Pfund = 26069 preuß. »	Drahtseil	2½ » »	4 » 8 »	2 » 5½ »
	Hanfseil	7 » »	12 » 3 »	5 » 4 »
	Kettentau	11/16 » »	27 » — »	6 » — »
16 Tonnen = 35840 engl. Pfund = 34758 preuß. »	Drahtseil	3 » »	6 » 12 »	3 » 7½ »
	Hanfseil	8 » »	14 » 3 »	6 » 2½ »
	Kettentau	13/16 » »	37 » — »	8 » — »
20 Tonnen = 44800 engl. Pfund = 43448 preuß. »	Drahtseil	3½ » »	9 » 4 »	5 » — »
	Hanfseil	9 » »	19 » 6 »	8 » 3¾ »
	Kettentau	29/32 » »	46 » — »	9 » 7 »
24 Tonnen = 53760 engl. Pfund = 52138 preuß. »	Drahtseil	4 » »	12 » 4 »	6 » 7½ »
	Hanfseil	10 » »	25 » — »	10 » 11¼ »
	Kettentau	31/32 » »	53 » — »	10 » 10½ »
30 Tonnen = 67200 engl. Pfund = 65172 preuß. »	Drahtseil	4½ » »	16 » 5 »	8 » 10 »
	Hanfseil	11 » »	30 » — »	13 » 1¼ »
	Kettentau	1 1/16 » »	62 » — »	12 » 11 »
36 Tonnen = 80640 engl. Pfund = 78206 preuß. »	Drahtseil	5 » »	22 » 5 »	12 » 1 »
	Hanfseil	12½ » »	35 » 10 »	15 » 7¾ »
	Kettentau	1 3/16 » »	78 » — »	16 » 3 »
44 Tonnen = 98560 engl. Pfund = 95586 preuß. »	Drahtseil	5½ » »	27 » — »	14 » 11 »
	Hanfseil	14 » »	41 » 10 »	18 » 3½ »
	Kettentau	1 5/16 » »	96 » — »	20 » — »
54 Tonnen = 120960 engl. Pfund = 117310 preuß. »	Drahtseil	6 » »	34 » — »	18 » 6 »
	Hanfseil	15 » »	47 » 8 »	20 » 9½ »
	Kettentau	1 7/16 » »	115 » — »	24 » — »

Digitized by Google

Vergleichung der Seile und Ketten.

Die Vergleichung der in dieser Tabelle enthaltenen Versuchsresultate führt auf Folgendes.

Bei gleicher Tragkraft ist stets das Drahtseil das leichtere und wohlfeilere und das Kettentau stets das schwerere und meist auch immer das theurere Fortpflanzungsmittel. Es läßt sich im Mittel annehmen, daß bei gleicher Tragkraft das Gewicht des Drahtseiles gleich ist 0,5, und das eines Kettentaues 2,5mal so groß als das eines Hanfseiles, daß ferner die Stärke des Drahtseiles nur 0,4 und die Stärke des Rundeisens, aus dem die Kettenglieder bestehen, 0,3 von der eines Hanfseiles beträgt. Aus diesen Verhältnissen können wir daher sehr leicht mit Hilfe der im vorigen Paragraphen gegebenen Formeln die Stärke und das Gewicht der Drahtseile und Kettenglieder eines Taues finden, welches einer gegebenen Tragkraft entspricht.

Beispiel. Welche Stärke soll ein Drahtseil erhalten, wenn dasselbe als Treibeseil dienen und höchstens 30 Centner tragen soll? Für ein Hanfseil ist die gesuchte Stärke

$$d = 0{,}02764\,(1+0{,}0014\,.\,\sqrt{3000})\,\sqrt{3000} = 1{,}51\,.\,1{,}076 = 1{,}63 \text{ Zoll},$$

und daher für das Drahtseil $d = 0{,}4\,.\,1{,}63 = 0{,}65$ Zoll. Giebt man nur dreifache Sicherheit, so fällt hiernach $d = 0{,}46$ Zoll aus. Nimmt man an, das Seil bestehe aus 16 Drähten von $\frac{1}{8}$ Zoll Dicke, so erhält man die Festigkeit dieser nach I. §. 186

$$P = 16\,.\,(\tfrac{1}{8})^2\,.\,\frac{\pi}{4}\,.\,85000 = 0{,}1963\,.\,85000 = 16686 \text{ Pfund};$$

und daher die Tragkraft bei 6facher Sicherheit = 2781 Pfund. Das Gewicht des laufenden Fußes Hanfseil von 30 Centner Tragkraft ist

$$0{,}0002292\,.\,3000\,(1+0{,}0028\,.\,\sqrt{3000}) = 0{,}6876\,.\,1{,}1533 = 0{,}793 \text{ Pfund},$$

und daher das des Drahtseiles $= 0{,}5\,.\,0{,}793 = 0{,}3965$ Pfund. Nimmt man das Gewicht eines Cubikzolles Drahteisen 0,294 Pfund an (s. Ingenieur S. 362), so erhält man das Gewicht von einem Fuß Seil, welches aus 16 ein achtel Zoll dicken Drähten besteht, annähernd $G = 0{,}294\,.\,16\,.\,0{,}1227 = 0{,}577$ Pfund.

Leitrollen.

§. 23. Die Richtung eines Seiles oder einer Kette wird durch eine Leitrolle (franz. poulie de renvoi; engl. guide pulley) abgeändert (s. I. §. 150). Der Durchmesser einer Leitrolle richtet sich nach der Stärke und nach dem Grade der Biegsamkeit des Seiles, welches sich um diese legt. Starke und weniger biegsame Seile erhalten Leitrollen oder sogenannte Seilscheiben von 6 bis 10 Fuß Durchmesser, schwache Hanfseile aber solche von $\frac{1}{2}$ bis 1 Fuß. Im Allgemeinen nimmt der Steifigkeitswiderstand des Seiles und die Axenreibung der Rolle ab, und es wird ebenso das Abführen des Seiles und der Zapfen oder sogenannten Walzeisen ein kleinerer, wenn der Durchmesser der Seilscheibe vergrößert wird. Da aber mit dem letzteren auch das Gewicht der Seilscheibe und deshalb auch die Zapfenreibung wächst, so giebt es allerdings eine Grenze in der Auswahl der vortheilhaftesten Seilscheibenhöhe. Kleine Leitrollen bestehen in einer einfachen Holz- oder Metallscheibe, wie ABC, Fig. 64 und Fig. 65, größere

Digitized by Google

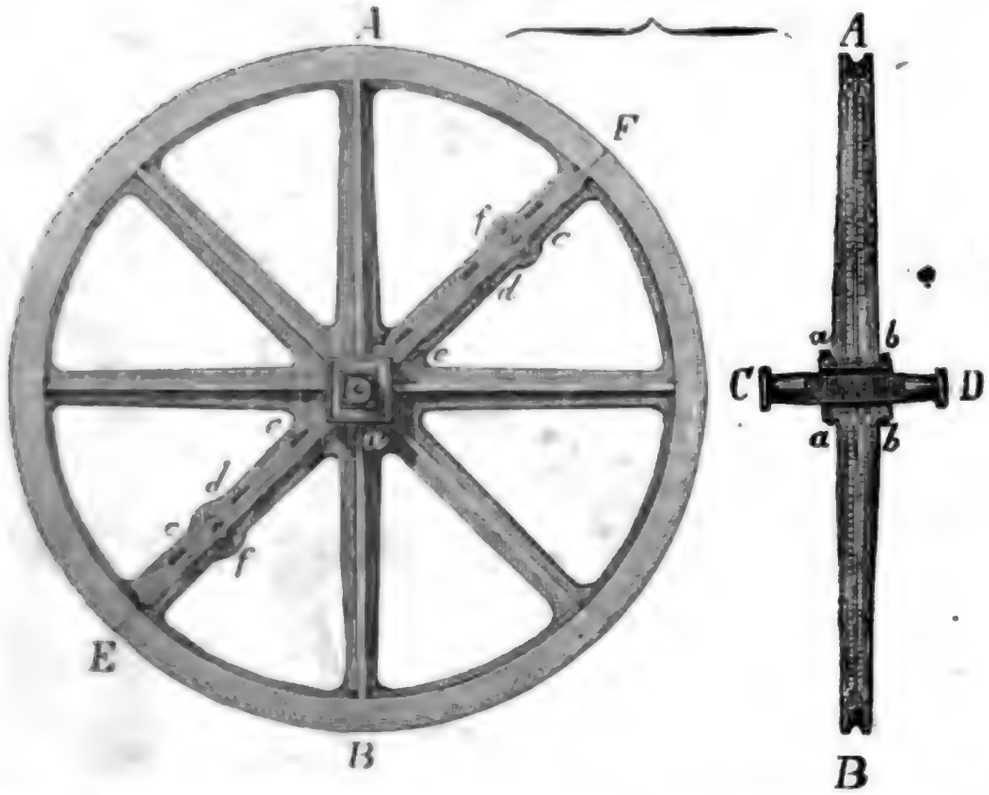
oder bilden ein Rad, wie ABC, Fig. 66, aus Holz oder Eisen. Damit das Seil von der Rolle nicht herabgleiten könne, ist eine Spur oder Rinne (franz. gorge; engl. groove) am Umfange der letzteren ausgenommen; und besteht die Scheibe aus Gußeisen, so füttert man diese Spur, wie A und B, Fig. 66, zeigt, mit Holz aus, um das Abführen des Seiles zu mäßigen und den Scheibenkranz zu schonen. Leitrollen.

Fig. 64.

Fig. 65.

Die schmiedeeiserne Axe oder das Walzeisen CD, um welche sich die Leitrolle dreht, ist entweder mit dieser fest oder sie ist durch eine genau auszu-

Fig. 66.



drehende Nabe (franz. moyeu; engl. nave) mit der Rolle lose verbunden. Jedenfalls ist die erstere Anordnung die solidere, und daher bei größeren und festliegenden Seilscheiben stets anzuwenden, die zweite dagegen nur bei kleinen und transportablen Leitrollen, wo es darauf ankommt, die Zapfenlager zuersparen. Wenn mehrere mit verschiedenen Geschwindigkeiten umlaufende Rollen auf einer Axe zugleich sitzen, so ist die lose Verbindung durch eine Nabe sogar nothwendig. Bei der festen Verbindung der Axe und Rolle findet die Axenreibung an den Enden, bei der losen dagegen in der Mitte der Axe statt; da aber, ohne die Festigkeit zu beeinträchtigen, die Axe an den Enden schwächer sein kann als in der Mitte, und da die Ax-

Digitized by Google

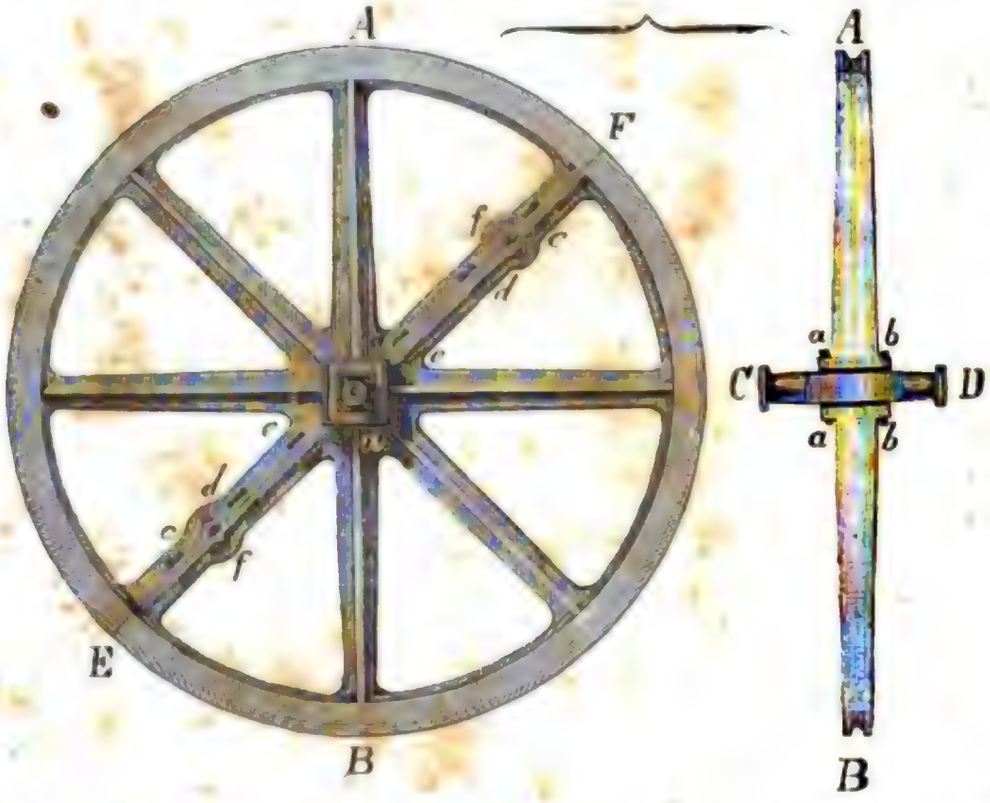
Leitrollen. heit der Reibung mit der Axenstärke zunimmt, so läßt sich bei der festen Verbindung eine kleinere Axenreibung erzielen als bei der losen. Der Hauptnachtheil der letzteren Verbindung besteht aber in unsicherer und schwankender Bewegung, welche die Rolle annimmt, wenn die Nabe und Axe abgeführt sind, erstere also weiter geworden ist als letztere dick.

Fig. 67.

Fig. 68.

Bei den transportablen Leitrollen für schwache Hanfseile sitzt die mit einem Kopfe und einem Vorstecker versehene Axe oder der Bolzen CD in einem sogenannten Kloben (franz. chape; engl. block) CED, Fig. 67 und 68; bei den großen Seilscheiben für Drahtseile ist die an beiden Enden abgedrehte Axe CD, Fig. 69, in die vierseitige Hülse $abab$ eingekeilt. Die hier abgebildete Scheibe besteht aus zwei Theilen, die durch Schrauben

Fig. 69.



wie c, d, e, durch schmiedeeiserne Ringe, wie $a\,a$, $b\,b$ und durch Splinte wie f, f fest mit einander verbunden sind.

§. 24. Bei der Anwendung von Leitrollen kommen zwei Fälle vor, entweder läßt sich durch die beiden Seil- oder Bewegungsrichtungen eine Ebene legen, oder es ist dies nicht möglich; im ersten Falle genügt stets eine Leitrolle, im zweiten sind deren zwei nöthig. Die Umdrehungsebene einer Seilscheibe fällt mit der Ebene, welche durch die beiden Seilrichtungen KM und

Digitized by Google

MG. Fig. 70, gelegt werden kann, zusammen, und wenn nun die beiden Seilrichtungen KM und NG. Fig. 71, weder parallel sind, noch sich schneiden, also in keine Ebene fallen, so muß man sie durch eine Linie MN verbinden und eine Seilscheibe in die Ebene KMN und eine andere in die Ebene MNG legen. Leitrollen.

Fig. 70.

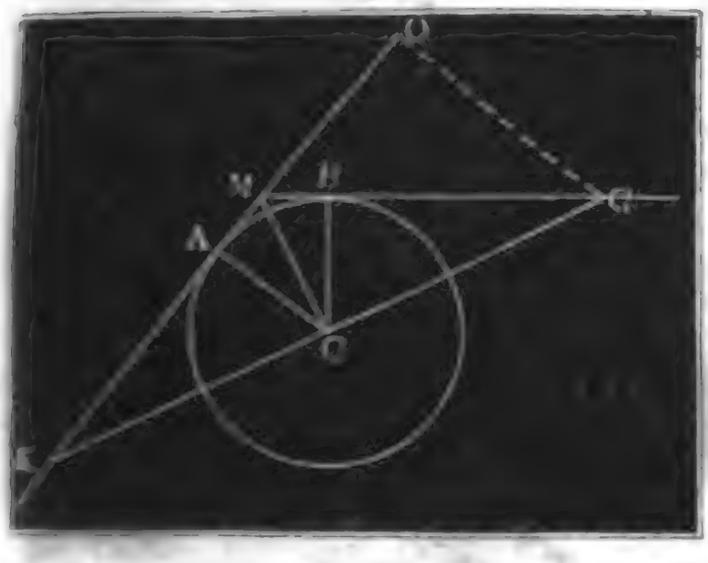
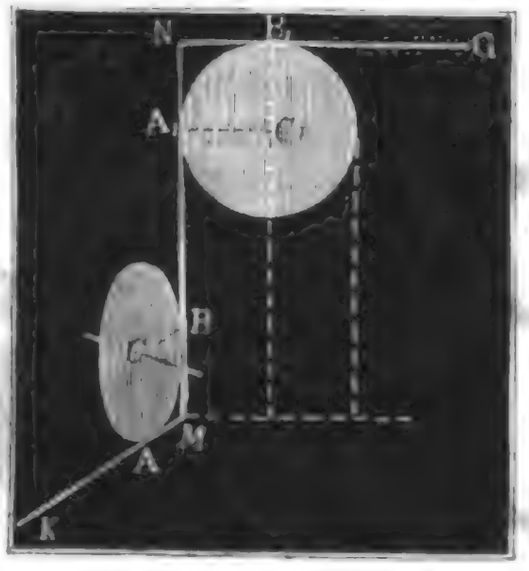


Fig. 71.



In dem einfacheren Falle, wo die beiden Seilrichtungen KM und MG, Fig. 70, sich schneiden, findet man den Ort und die Lage der Umdrehungsaxe C der Seilscheibe aus dem Halbmesser $CA = CB = r$ der Scheibe und dem Brechungs- oder Ablenkungswinkel $GMO = ACB = \alpha$ auf folgende Weise. Mit der Centrallinie CM schließen die beiden Seilrichtungen MK und MG gleiche Winkel ein, deshalb schneidet auch ein Perpendikel auf CM zu beiden Seiten desselben gleiche rechtwinkelige Dreiecke MCK und MCG ab, und es ist $MK = MG$, sowie $CK = CG$, sowie ein Perpendikel GO auf KO, $= 2CA = 2r$. Wenn wir daher vom Durchschnittspunkte M aus von den beiden Seilrichtungen das Stück

$$MG = MK = \frac{GO}{\sin. OMG} = \frac{2r}{\sin. \alpha}$$

abschneiden, und die erhaltenen Endpunkte G und K durch eine Linie $GK \left(= \frac{2r}{\sin. \frac{\alpha}{2}} \right)$ verbinden, so giebt deren Mitte C den gesuchten Axpunkt, und errichtet man endlich auf CK und CG und CM ein Perpendikel, so erhält man in demselben die Axenrichtung der Leitrolle.

Wenn sich, wie in dem in Fig. 71 abgebildeten Falle, die Seilrichtungen KM und NG nicht schneiden, so ist eine doppelte Anwendung der letztern Regel nöthig. Steht, wie die Figur vor Augen führt, die Verbindungslinie MN rechtwinkelig auf beiden Seilrichtungen, so lenkt jede der beiden

Digitized by Google

Leitrollen. Leitrollen ACB und $A_1C_1B_1$ das Seil um einen Rechtwinkel ab, und es ist das Zwischenseil das möglich kürzeste. Uebrigens ist aber diese Anordnung nicht gerade die vortheilhafteste. Der Zapfendruck, und folglich auch die Zapfenreibung fällt um so kleiner aus, je kleiner der Ablenkungswinkel ist; wenn man nun die Verbindungslinie MN so legt, daß sie mit den beiden Seilrichtungen KM und GN stumpfe Winkel einschließt, so fallen die Ablenkungswinkel kleiner als ein Rechtwinkel aus, und wird daher auch die Reibung kleiner als bei Anwendung des kürzesten Zwischenstücks. Zwei Leitrollen, wenn die Seilrichtungen einander schneiden, ist, wenn nicht besondere Verhältnisse obwalten, nicht zweckmäßig, weil dabei doppelte Steifigkeitswiderstände und Zapfenreibungen zu überwinden sind, die zusammen mehr ausmachen, als der Steifigkeits- und Reibungswiderstand bei Anwendung einer einzigen Rolle.

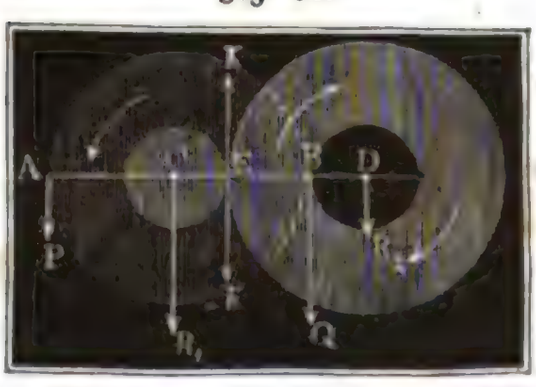
Anmerkung. Die Arbeitsverluste, welche aus dem Steifigkeitswiderstande und der Zapfenreibung der Leitrollen erwachsen, sind nach den im ersten Theile (Abschnitt III., Kapitel V.) mitgetheilten Erfahrungsregeln zu beurtheilen.

Zweites Kapitel.

Von den Räderwerken, oder den Hilfsmitteln zur Abänderung der stetigen Kreisbewegung.

Räderwerke. §. 25. Macht eine umlaufende Welle nicht diejenige Anzahl von Umdrehungen in einer gewissen Zeit (z. B. in einer Minute), welche zur Verrichtung einer gewissen Arbeit nöthig ist, oder besitzt ein umlaufendes Rad nicht diejenige Kraft, welche die Ueberwindung einer gegebenen Last erfordert, so muß durch eine besondere Zwischenmaschine die Umdrehungsbewegung dieser Welle oder dieses Rades abgeändert, oder, wie man sagt, umgesetzt werden. Die vorzüglichsten Hilfsmittel zur Erreichung dieses Zweckes sind diejenigen Verbindungen von Radwellen (s. I. §. 152), welche man Räderwerke (franz. rouages; engl. wheel-works) nennt. Ein einfaches Räderwerk, wie $ACDB$, Fig. 72, Fig. 73 und Fig. 74, besteht aus zwei Radwellen CA und

Fig. 72.



DB, wovon die eine durch die andere in Bewegung gesetzt wird; ein doppeltes oder mehrfaches Räderwerk wird von drei oder mehr Radwellen gebildet. Die Mittheilung oder die Uebertragung der Bewegung von der einen Radwelle auf die andere, erfolgt entweder durch unmittelbare Berührung, wie Fig. 72, oder mittels einer Schnur oder eines anderen biegsamen Körpers, wie Fig 73 und Fig. 74; und hiernach unterscheidet man die Zahnräderwerke (franz. engrenages; engl. geerings oder toothed wheel-works) und die Schnur- oder Riemenräderwerke (franz. rouages à courroies; engl. straped wheel-works). Räderwerke.

Fig. 73.

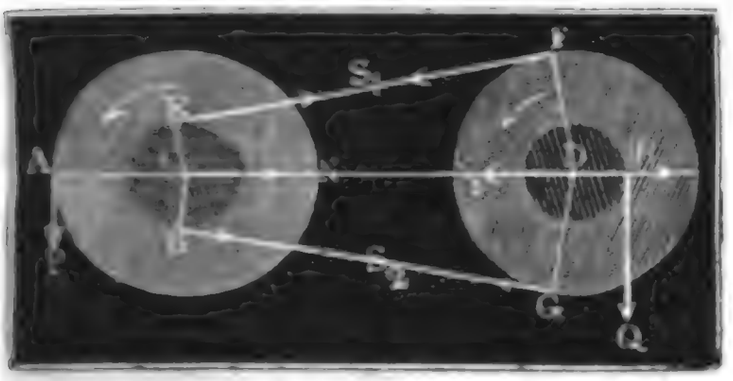
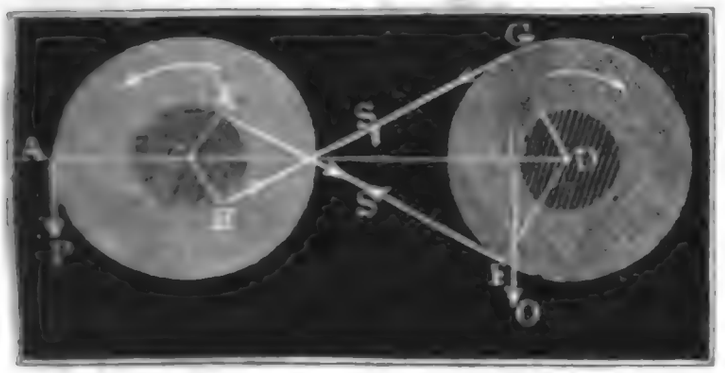


Fig. 74.



Durch einfache geometrische Berührung zweier Räder läßt sich nur eine unbedeutende Kraft von dem einen Rade auf das andere übertragen; es ist dies nur mittels der Reibung zwischen den beiden Radumfängen möglich, und daher erforderlich, daß diese Umfänge rauh gehalten und gegen einander gepreßt werden. Wenn man hingegen die Umfänge der Räder mit abwechselnden Erhöhungen und Vertiefungen ausrüstet, und die Erhöhungen des einen Rades in die Vertiefung des anderen eingreifen läßt, so erfolgt die Mittheilung der Bewegung nicht bloß sicherer, sondern es ist auch jede gegebene Kraft überzutragen möglich. Jene Erhöhungen auf den Radumfängen heißen Zähne (franz. dents; engl. teeths, cogs), und die entsprechenden Vertiefungen Zahnlücken (franz. creux; engl. clearings). Von den beiden Rädern (franz. roues; engl. wheels) eines Räderwerkes heißt dasjenige, von dem die Bewegung ausgeht, welches also das andere in Bewegung setzt, der Treiber oder das Treibrad (franz. roue conductrice; engl. driver) und das in Bewegung gesetzte, das Getriebe oder Triebrad (franz. roue conduite; engl. follower). Bei den Zahnräderwerken, wie Fig. 72 laufen Treib- und Getrieberad nach entgegengesetzten Richtungen um, bei den Riemenrädern hingegen hängt das Verhältniß der Umdrehungsrichtungen von der Lage des Riemens ab. In dem Falle Fig. 73, wo beide Seilrichtungen nach einem Punkte außerhalb der beiden Radaxen

convergiren, laufen beide Räder in gleicher Richtung um, in dem Falle Fig. 74, wo beide Riemenrichtungen zwischen beiden Radaxen sich kreuzen, ist die Drehbewegung des Getriebes FGD der des Treibers AEH entgegengesetzt.

Anmerkung. Der Deutsche giebt den Zwischenmaschinen, wodurch die Bewegung der Umtriebsmaschine abgeändert und auf die Arbeitsmaschine übergetragen wird, den Namen Vorgelege, Zwischengeschirr oder gangbares Zeug.

Einfache Räderwerke.

§. 26. Auf welche Weise auch die Mittheilung der Bewegung vom Treibrad auf das Getriebrad erfolgt, so sind doch gewisse allgemeine Bewegungsverhältnisse in allen Fällen gleich, und es ist daher nöthig, diese zunächst kennen zu lernen Die Axen der ein Räderwerk bildenden Radwellen sind entweder

1) parallel, oder
2) nicht parallel, jedoch in einer Ebene liegend, oder
3) weder parallel noch in ihrer Verlängerung sich schneidend, also gar nicht in einer Ebene befindlich.

Zunächst soll nur von den Räderwerken mit parallelen Axen die Rede sein.

Wenn eine vollkommene Mittheilung der Bewegung statt hat, was wir fast immer voraussetzen können, so ist die Umfangsgeschwindigkeit des Getriebes gleich der des Treibrades. Ist nun der Halbmesser CE, Fig. 75 und Fig. 76 des Treibers $= r_1$, der Halbmesser DE

Fig. 75.

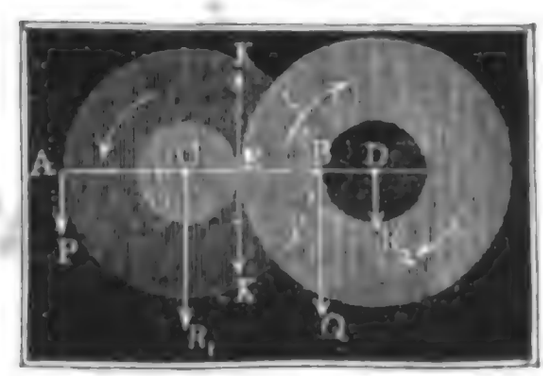
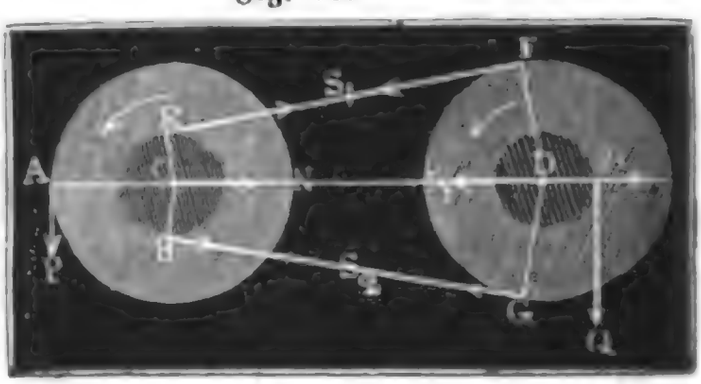


Fig. 76.



(oder DF) des Getriebes $= r_2$, die Umdrehungszahl des ersten, d. i. die Anzahl der Umdrehungen desselben pr. Minute u_1, die Umdrehungszahl des zweiten $= u_2$, so hat man die gemeinschaftliche Umfangsgeschwindigkeit

$$c = \frac{\pi u_1 r_1}{30} = \frac{\pi u_2 r_2}{30}, \text{ oder } c = 0{,}10472\, u_1 r_1 = 0{,}10472\, u_2 r_2,$$

und daher das Verhältniß der Umdrehungszahlen, oder das der Winkelgeschwindigkeiten, oder das sogenannte Umsetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2};$$

es verhalten sich also die Umdrehungszahlen beider Räder umgekehrt wie ihre Halbmesser Das doppelt so hohe Rad macht hiernach halb so viel Umdrehungen, und das Rad, dessen Halbmesser

Digitized by Google

ein Drittel von dem des anderen ist, läuft in derselben Zeit drei Mal so oft um als das letztere. Einfache Räderwerke

Wirkt die Umdrehungskraft P des Treibrades an einem Hebelarme $CA = a$ und die Last Q an einem Hebelarme $DB = b$, so hat man ferner für die Kraft K an den Umfängen des Treib- und des Getriebrades, der Theorie der Radwelle zufolge,

$$K = \frac{CA}{CE} \cdot P = \frac{DB}{DE} \cdot Q, \text{ oder}$$

$$K = \frac{a}{r_1} \cdot P = \frac{b}{r_2} \cdot Q, \text{ und daher}$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b}{a} = \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{b}{a} = \psi \frac{b}{a};$$

während also bei einer einfachen Radwelle das Verhältniß zwischen Kraft und Last gleich ist dem Verhältnisse zwischen dem Hebelarme der Last und dem der Kraft, ist es bei einer doppelten Radwelle, mit einfacher Umsetzung gleich dem Producte aus der Umsetzungszahl und diesem Hebelarmverhältnisse.

Ist ferner v die Geschwindigkeit der Kraft P und w die der Last Q, so hat man auch $c = \frac{r_1}{a} v = \frac{r_2}{b} w$, daher

$$\frac{w}{v} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b}{a} = \frac{u_2}{u_1} \cdot \frac{b}{a} = \psi \frac{b}{a},$$

und also auch $\frac{w}{v} = \frac{P}{Q}$, oder $Pv = Qw$, d. i. Arbeit der Kraft gleich Arbeit der Last, wie allerdings aus dem Principe der Arbeiten unmittelbar folgt.

Beispiele. 1) Wenn die Radwelle CA, Fig. 75, pr. Min. 20 Umdrehungen macht, und die Radwelle DB in der Minute 6 Umdrehungen machen soll, so hat man es mit dem Umsetzungsverhältnisse $\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{6}{20} = 0{,}3$ zu thun, und wenn daher der Halbmesser $CE = r_1$ des Treibers 5 Zoll beträgt, so muß der Halbmesser $DE = r_2$ des Getriebrades:

$$r_2 = \frac{u_1}{u_2} r_1 = \frac{r_1}{\psi} = \frac{5}{0{,}3} = 16\frac{2}{3} \text{ Zoll betragen.}$$

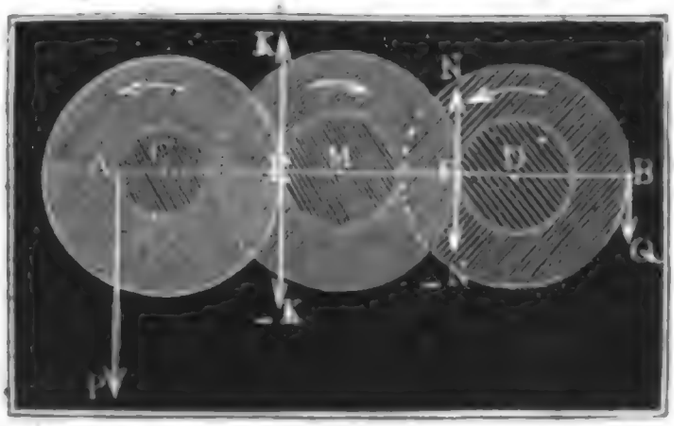
2) Wenn bei einem Räderwerke wie Fig. 75 und 76 die Kraft $P = 40$ Pfund an einem Hebelarme $CA = a = 18$ Zoll, und die Last $Q = 500$ Pfund an einem Hebelarme $DB = b = 4$ Zoll wirkt, so ist das nöthige Umsetzungsverhältniß $\psi = \frac{a}{b} \cdot \frac{P}{Q} = \frac{Pa}{Qb} = \frac{40 \cdot 18}{500 \cdot 4} = \frac{9}{25}$, d. h. es muß die Treibwelle 25 Umdrehungen machen, während die Getriebwelle deren nur 9 macht. Nimmt man den Halbmesser des Treibrades $r_1 = 6$ Zoll, so fällt hiernach der Halbmesser des Getriebes $r_2 = \frac{r_1}{\psi} = \frac{6 \cdot 25}{9} = \frac{50}{3} = 16\frac{2}{3}$ Zoll aus.

Digitized by Google

Zusammengesetzte Räderwerke.

§. 27. Wenn das verlangte Kraft- oder Geschwindigkeits- oder Umsetzungsverhältniß sehr groß oder sehr klein ist, so reicht ein einfaches Räderwerk oder eine Verbindung von zwei Radwellen nicht aus, weil sonst das eine Rad zu klein oder das andere zu groß ausfallen würde, man muß sich daher einer doppelten oder dreifachen Umsetzung oder einer Verbindung von drei oder mehr Radwellen bedienen, wie z. B. CMD, Fig. 77, wo das Treibrad CE das Getriebe ME, und das mit letzterem auf derselben Welle sitzende Treibrad MF das Getriebe DF in Bewegung setzt. Bezeichnet auch hier a den Hebelarm CA der Kraft P sowie b den Hebelarm DB der Last Q, und lassen wir durch r_1 und r_2 die Halbmesser CE und ME des ersten, so wie durch r_3 und r_4 die Halbmesser MF und DF des zweiten Räderpaares repräsentiren, so haben wir die Kräfte K und N an den Umfängen dieser:

Fig. 77.



$$K = \frac{a}{r_1} P, \quad N = \frac{b}{r_4} Q \text{ und } K r_2 = N r_3,$$

daher $\frac{r_2}{r_1} Pa = \frac{r_3}{r_4} Qb$, d. i. $\frac{P}{Q} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{b}{a}$.

Ist nun noch u_1 die Umdrehungszahl der ersten, u_2 die der zweiten und u_3 die der dritten Radwelle, so hat man auch das Umsetzungsverhältniß des ersten Räderpaares: $\psi_1 = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2}$ und das des zweiten:

$$\psi_2 = \frac{u_3}{u_2} = \frac{r_3}{r_4},$$

und daher $\frac{P}{Q} = \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \frac{b}{a}$, oder, wenn ψ das Umsetzungsverhältniß $\frac{u_3}{u_1}$ des ganzen Räderwerkes, d. i. das Verhältniß der Anzahl der Umdrehungen der dritten Welle zu der Anzahl der Umdrehungen des ersten, d. i. $\psi = \frac{u_3}{u_1} = \frac{u_3}{u_2} \cdot \frac{u_2}{u_1} = \psi_1 \cdot \psi_2$ bezeichnet,

$$\frac{P}{Q} = \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \frac{b}{a} = \psi \cdot \frac{b}{a}.$$

Ebenso ist für ein dreifaches Räderwerk

Zusammengesetzte Räderwerke.

$$\frac{P}{Q} = \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3 \cdot \frac{b}{a} = \psi \cdot \frac{b}{a},$$

und das Umsetzungsverhältniß desselben $\psi = \psi_1 \cdot \psi_2 \cdot \psi_3$.

Bezeichnet wieder v die Geschwindigkeit der Kraft P, w die der Last Q, so haben wir natürlich auch $Pv = Qw$, und daher

$$\frac{w}{v} = \frac{P}{Q} = \psi \cdot \frac{b}{a}.$$

Bei einem mehrfachen Räderwerke ist also

1) das Umsetzungsverhältniß das Product aus den Umsetzungsverhältnissen seiner Räderpaare, oder der Quotient aus dem Producte der Halbmesser der Treibräder und dem Producte der Halbmesser der Getriebräder, und

2) das Verhältniß der Kraft zur Last gleich dem der Geschwindigkeit der Last zu der der Kraft, gleich dem Producte aus dem Umsetzungsverhältnisse des ganzen Werkes und dem Verhältnisse des Lastarmes zum Kraftarme.

Beispiele. 1) Um durch ein Wasserrad, welches pr. Minute 8 Umdrehungen macht, einen Ventilator mit pr. Min. 800 Umdrehungen in Bewegung zu setzen, ist eine Umsetzung $\psi = {}^{800}/_{8} = 100$ nöthig, die sich durch ein dreifaches Räderwerk mit den Umsetzungsverhältnissen $\psi_1 = 4$, $\psi_2 = 5$ und $\psi_3 = 5$ bewirken läßt. Geben wir jedem der drei Treibräder den Halbmesser $r_1 = r_3 = r_5 = 30$ Zoll, so bekommen wir für die Halbmesser der Getriebräder:

$r_2 = \frac{r_1}{\psi_1} = {}^{30}/_{4} = 7\frac{1}{2}$ Zoll, und $r_4 = r_6 = \frac{r_3}{\psi_2} = {}^{30}/_{5} = 6$ Zoll.

2) Um mittels einer Kraft von 30 Pfund eine Last von 900 Pfund zu heben, kann man einen Haspel mit doppeltem Räderwerke oder, wie man sagt, mit doppeltem Vorgelege anwenden. Ist nun der Hebelarm der Kraft $a = 18$ Zoll, und der der Last $b = 5$ Zoll, so bedarf es der Umsetzung

$$\psi = \frac{a}{b} \cdot \frac{P}{Q} = {}^{18}/_{5} \cdot {}^{30}/_{900} = {}^{3}/_{25}.$$

Nun läßt sich ${}^{3}/_{25}$ in die nahe gleichen Factoren ${}^{7}/_{20}$ und ${}^{12}/_{35}$ zerlegen, daher kann man auch durch das eine Räderpaar die Umsetzung $\psi_1 = {}^{7}/_{20}$ und durch das andere die Umsetzung $\psi_2 = {}^{12}/_{35}$ hervorbringen, oder den Halbmesser des ersten Treibrades $r_1 = 7$ Zoll, den des zweiten $r_3 = 6$ Zoll, dagegen den Halbmesser des ersten Getriebes $r_2 = 20$ Zoll, und den des zweiten $r_4 = 17\frac{1}{2}$ Zoll machen. Ist die Geschwindigkeit der Kraft $v = 2\frac{1}{2}$ Fuß, so hat man die der Last

$$w = \psi \cdot \frac{b}{a} v = \frac{P}{Q} v = {}^{1}/_{20} \cdot {}^{5}/_{2} = {}^{1}/_{12} \text{ Fuß} = 1 \text{ Zoll}.$$

Um diese 30 Fuß hoch zu heben, muß der Kraftpunkt den Weg $30 \cdot 30 = 900$ Fuß zurücklegen, also die Kurbelwelle $u = \frac{900}{2\pi a} = \frac{900}{3.\pi} = 95\frac{1}{2}$ Umdrehungen machen.

Digitized by Google

Axendrücke. §. 28. Der wesentlichste Unterschied zwischen den Zahn- und den Riemenräderwerken besteht in der Art der Mittheilung. Bei den Zahnrädern CE und DE, Fig. 78, wird die Umdrehungskraft $K = \frac{a}{r_1} P = \frac{b}{r_2} Q$ unmittelbar übergetragen, bei den Riemenrädern CE und DF, Fig. 79, hingegen ist diese Kraft die Differenz der Riemenspannungen S_1 und S_2;

Fig. 78.

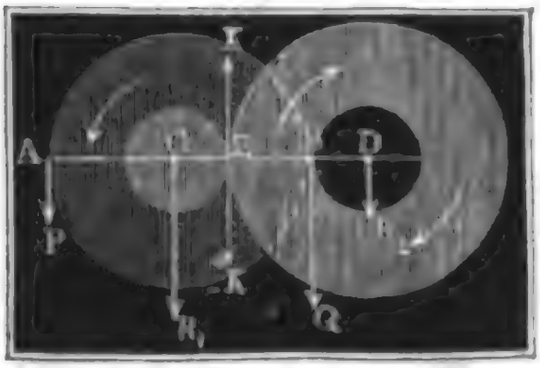
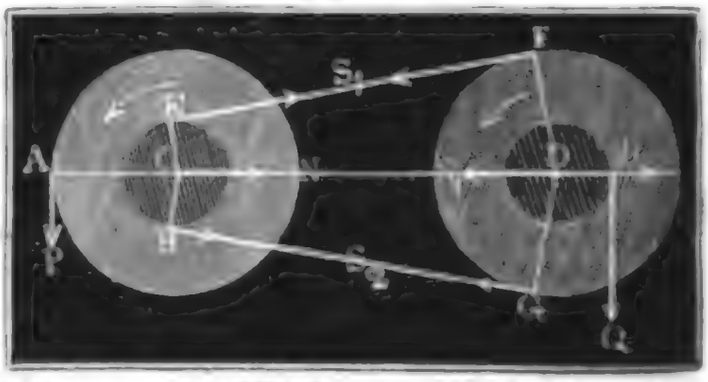


Fig. 79.



also $K = S_1 - S_2$. Es besteht daher auch die Wirkung der Umdrehungskraft K auf die Radaxen bei den Zahnräderwerken in einer gleich großen Reaction, dagegen bei den Riemenräderwerken in einer nahe der Summe $S_1 + S_2$, der beiden Riemenspannungen gleichen Zugkraft N. Gewiß ist $N > K$, d. i. die Wirkung der Umdrehungskraft auf die Radaxen bei den Riemenrädern größer als bei den Zahnrädern, und daher in dieser Beziehung den letzteren ein Vorzug vor den ersteren einzuräumen. Bei der Anordnung des Zahnräderwerkes in Fig. 78, wo die Kräfte parallel wirken, ist ohne Rücksicht auf die Gewichte der Räderwerke, der Axendruck der ersten Radwelle: $R_1 = P + K = \left(1 + \frac{a}{r_1}\right) P$, und der

der zweiten: $R_2 = Q - K = \left(1 - \frac{b}{r_2}\right) Q$; dagegen bei der Anordnung des Riemenräderwerkes in Fig. 79, wo N und P, sowie N und Q nahe rechtwinkelig gegen einander wirken, der Axendruck der ersten Radwelle: $R_1 = \sqrt{P^2 + N^2} = \sqrt{P^2 + (S_1 + S_2)^2}$ und

$$R_2 = \sqrt{Q^2 + N^2} = \sqrt{Q^2 + (S_1 + S_2)^2}.$$

Ist nun φ der Coefficient der Axenreibung, so hat man die beiden Axenreibungen φR_1 und φR_2; und ist noch ϱ_1 der Halbmesser des Zapfens vom Treibrade, und ϱ_2 der des Zapfens vom Getriebrade, so hat man die Zapfenreibung des Treibrades auf den Kraftpunkt A reducirt,

$$F_1 = \varphi \frac{\varrho_1}{a} R_1,$$

und die des Getriebes auf den Lastpunkt B reducirt:

$$F_2 = \varphi \frac{\varrho_2}{b} R_2.$$

Digitized by Google

Setzt man endlich in der Kraftformel $P = \psi \cdot \frac{b}{a} Q$, statt P, $P - F_1$ Axenreibe. und statt Q, $Q + F_2$, so erhält man die Beziehung zwischen Kraft und Last mit Hinsicht auf die Axenreibungen:

$$P = \psi \frac{b}{a} (Q + F_2) + F_1$$

$$= \psi \frac{b}{a} Q + \varphi \left(\frac{\varrho_1}{a} R_1 + \psi \cdot \frac{\varrho_2}{a} R_2 \right) \text{ oder}$$

$Pa = \psi Q b + \varphi (R_1 \varrho_1 + \psi R_2 \varrho_2)$, und es sind für R_1 und R_2 die nach obigen Formeln zu berechnenden Zapfendrücke einzusetzen.

Beispiel. Welche Kraft erfordert ein Haspel mit Vorgelege, wie Fig. 78, wenn die Last $Q = 500$ Pfund beträgt, der Hebelarm der Last $b = 4$ Zoll, der der Kraft $a = 18$ Zoll, der Halbmesser des Treibrades $r_1 = 6$ Zoll und der des Getriebrades $r_2 = 16\frac{2}{3}$ Zoll, ferner der Halbmesser des Zapfens von der Kraftwelle $\frac{1}{2}$ Zoll und der von der Lastwelle 1 Zoll, endlich das Gewicht von jener Welle 60 Pfund und das von dieser 120 Pfund und der Coefficient der Zapfenreibung $\varphi = 0{,}1$ beträgt? Ohne Rücksicht auf die Zapfenreibungen wäre die Kraft $P = \psi \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{6}{16\frac{2}{3}} \cdot \frac{1}{10} \cdot 500 = 40$ Pfund. (vergl. §. 26. das Beispiel 2.), mit Rücksicht dieser hat man hingegen, da der Zapfendruck $R_1 = P + K + G = 40 + \frac{10}{6} \cdot 40 + 60 = 220$ Pfund, und der Zapfendruck $R_2 = Q - K + G_1 = 500 - \frac{13}{6} \cdot 40 + 120 = 500$ Pfund beträgt,

$$P = \psi \frac{b}{a} Q + \varphi \left(\frac{\varrho_1}{a} R_1 + \psi \frac{\varrho_2}{a} R_2 \right)$$

$$= 40 + 0{,}1 \left(\frac{\frac{1}{2}}{18} \cdot 220 + \frac{13}{30} \cdot \frac{1}{10} \cdot 500 \right) = 40 + \frac{11}{18} + 1 = 41{,}6 \text{ Pfund.}$$

§. 29. Bei einem Riemenräderwerke, oder bei der Uebertragung durch Riemenräder. einen Riemen oder Seil ohne Ende (franz. courroie sans fin; engl. endless strap) ist die nöthige Riemenspannung S von der fortzupflanzenden Kraft K, von dem mit Riemen bedeckten Theile der Räder und von den Coefficienten φ der Reibung zwischen dem Riemen und dem Radumfange abhängig. Der Theorie der Seilreibung (s. I. §. 176) zu Folge ist die Kraft zum Fortziehen eines Seiles über einen festliegenden Cylinder, wenn α den mit Seil bedeckten Bogen vom Halbmesser $= 1$ und S_2 die Spannung des Seiles am anderen Ende bezeichnet,

$$S_1 = e^{\varphi \alpha} S_2 = (2{,}71828)^{\varphi \alpha} \cdot S_2,$$

und daher die Reibung des Seiles oder Riemens auf diesem Cylinder

$$K = S_1 - S_2 = (e^{\varphi \alpha} - 1) S_2.$$

Diese Formel findet bei dem Riemen ohne Ende ihre unmittelbare Anwendung, denn es ist hier nur die Reibung zwischen Riemen und Rad, durch welche der Riemen vom Rade mit fortgeführt wird, und daher nöthig, daß dieselbe mindestens der nöthigen Umdrehungskraft K gleichkomme. Setzen

Digitized by Google

Riemenräder.

wir daher $K = S_1 - S_2 = (e^{\varphi\alpha} - 1)\, S_2$, so erhalten wir die Spannung des Riemens, welcher sich von dem Treibrade ab und auf das Getrieberad aufwickelt:

$$1)\ S_2 = \frac{K}{e^{\varphi\alpha} - 1},$$ sowie

die Spannung des Riemens, welcher sich von dem Getriebrade ab und auf das Treibrad aufwickelt;

$$2)\ S_1 = \frac{e^{\varphi\alpha}\, K}{e^{\varphi\alpha} - 1},$$ und

die mittlere, dem Riemen vor der Bewegung zu ertheilende Spannung:

$$3)\ S = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{e^{\varphi\alpha} + 1}{e^{\varphi\alpha} - 1} \cdot \frac{K}{2};$$

und es wird die Umdrehungskraft K durch die Formeln

$$K = \frac{L}{c} = \frac{30\,L}{\pi\, u_1 r_1} = \frac{30\,L}{\pi\, u_2 r_2}$$
$$= \frac{9{,}549\,L}{u_1 r_1} = \frac{9{,}549\,L}{u_2 r_2},$$

worin L das Arbeitsquantum des Räderwerkes pr. Sec. bezeichnet, u_1, u_2, r_1 und r_2 die oben gebrauchten Bedeutungen haben, oder durch die Formel

$$K = \frac{Pa}{r_1} = \frac{Qb}{r_2},$$

wo Pa das statische Kraft- und Qb das statische Lastmoment bezeichnet, gefunden.

Beispiel. Wenn ein Seil ohne Ende ein Arbeitsquantum L von 2 Pferdekräften so fortpflanzt, daß das Treibseil eine Geschwindigkeit von 6 Fuß besitzt, und wenn ferner die beiden Radwellen, um welche dieses Seil läuft, so weit von einander entfernt sind, daß man annehmen kann, das letztere bedeckt den halben Umfang von jedem der Räder, so hat man bei dem Reibungscoefficienten $\varphi = 1/2$ zwischen Seil und Rad

$$e^{\varphi\alpha} = (2{,}71828)^{0{,}5\,.\,3{,}1416} = 2{,}71828^{1{,}5708} = 4{,}81$$

und daher die Seilspannungen:

$$S_2 = \frac{K}{e^{\varphi\alpha} - 1} = \frac{L}{c\,(e^{\varphi\alpha} - 1)} = \frac{2\,.\,510}{6\,(4{,}81 - 1)} = \frac{170}{3{,}81} = 44{,}6 \text{ Pfund}$$

und $S_1 = e^{\varphi\alpha}\, S_2 = 4{,}81\,.\,44{,}6 = 214{,}6$ Pfund,

folglich die mittlere Spannung vor dem Ingangsetzen der Maschine:

$$S = \frac{S_1 + S_2}{2} = \frac{214{,}6 + 44{,}6}{2} = 129{,}6 \text{ Pfund}.$$

Riemenspannungen.

§. 30. Zur Berechnung der Riemenspannungen ist dem Vorhergehenden zu Folge, die Kenntniß der Reibungscoefficienten zwischen Riemen und Rad,

Digitized by Google

so wie die Größe des durch den Riemen bedeckten Bogens nothwendig. Was die ersten anlangt, so hat man nach Morin (s. dessen Aide-mémoire oder dessen Nouvelles expériences sur le frottement etc., Paris 1838): Riemenspannungen.

$\varphi = 0{,}50$ für Hanfseile auf hölzernen Rädern,
$= 0{,}50$ für neue Riemen auf dergl.,
$= 0{,}47$ für gewöhnlich fette Riemen auf hölzernen Trommeln,
$= 0{,}38$ für feuchte Riemen auf abgedrehten gußeisernen Rädern,
$= 0{,}28$ für gewöhnlich fette Riemen auf dergl.
$= 0{,}12$ für eingefettete Riemen auf dergleichen

Die Größe der durch den Riemen bedeckten Bögen läßt sich aus den Radhalbmessern $CE = r_1$ und $DF = r_2$ und der Entfernung $CD = d$ beider Radaxen bestimmen. Wir haben zwei Fälle zu unterscheiden; entweder ist der Treibriemen offen oder er ist gekreuzt. Bei dem offenen oder ungeschränkten Riemen ohne Ende, wie Fig. 80, wird der Winkel $FDG = ECH = \alpha$ durch die Formel

$$\cos. CDF = \frac{DL}{CD} = \frac{DF - CE}{CD}, \text{ d. i.}$$

durch $\cos. \frac{\alpha}{2} = \frac{r_2 - r_1}{d}$ bestimmt; bei dem gekreuzten oder ge-

Fig. 80.

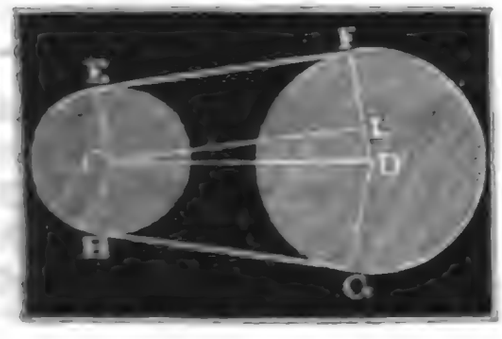
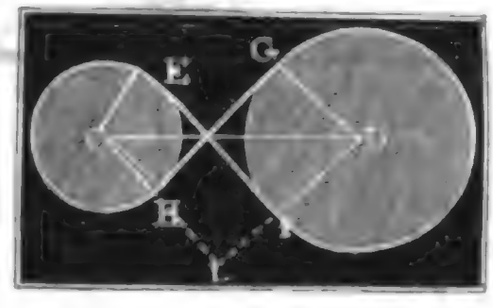


Fig. 81.



schränkten Riemen hingegen, Fig. 81, hat man für den Winkel $FDG = \alpha$, da $CDF = CDG = \frac{1}{2}\alpha$ und

$$\cos. CDF = \frac{DL}{CD} = \frac{DF + CE}{CD} \text{ ist,}$$

$$\cos. \frac{\alpha}{2} = \frac{r_2 + r_1}{d}.$$

Im ersten Falle ist das kleine Rad mit dem durch die erste Formel unmittelbar angegebenen Bogen α durch den Riemen bedeckt, das größere aber durch den Ergänzungsbogen $2\pi - \alpha$, im zweiten Falle hingegen sind beide Räder durch die Bögen $2\pi - \alpha$ bedeckt, es findet daher bei diesem die Uebertragung einer gewissen Kraft bei einer schwächeren Spannung statt, als bei jenem. Die Länge des ganzen Riemens ist beim offenen Riemen, $l = EF + GH + \text{Bog.}\, EH + \text{Bog.}\, FG = 2CL + r_1\alpha + r_2(2\pi - \alpha)$,

Digitized by Google

Riemenspannungen.

d. i. $l = 2d\,sin.\frac{\alpha}{2} + \alpha r_1 + (2\pi - \alpha)\,r_2$,

und dagegen beim gekreuzten:

$$l = 2d\,sin.\frac{\alpha}{2} + (2\pi - \alpha)\,(r_1 + r_2).$$

Für eine große Entfernung beider Axen von einander läßt sich

$$cos.\frac{\alpha}{2} = 0,\ \text{also}\ \frac{\alpha^0}{2} = 90^0,\ \alpha = 180^0\ \text{oder}\ \alpha = \pi$$

und daher $l = 2d + \pi(r_1 + r_2)$ annehmen.

Aus φ und α bestimmt sich nun auch die Potenz $e^{\varphi\alpha}$ und hieraus wieder das Verhältniß der Riemenspannungen. Vorzügliche Dienste leistet aber hierbei folgende **Tabelle der Riemenspannungen:**

Verhältniß $\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{\alpha^0}{360^0}$	Werthe von $e^{\varphi\alpha}$					
	Neue Riemen auf hölzernen Rädern. $\varphi = 0{,}50$.	Gewöhnliche Riemen		Feuchte Riemen auf eisernen Rädern $\varphi = 0{,}38$.	Schnüre auf Rädern von Holz	
		auf hölzernen Rädern $\varphi = 0{,}47$.	auf eisernen Rädern $\varphi = 0{,}28$.		rauh $\varphi = 0{,}50$.	polirt $\varphi = 0{,}30$.
0,2	1,87	1,80	1,42	1,61	1,87	1,51
0,3	2,57	2,43	1,69	2,05	2,57	1,86
0,4	3,51	3,26	2,02	2,60	3,51	2,29
0,5	4,81	4,38	2,41	3,30	4,81	2,82
0,6	6,59	5,88	2,87	4,19	6,58	3,47
0,7	9,00	7,90	3,43	5,32	9,01	4,27
0,8	12,34	10,62	4,09	6,75	12,34	5,25
0,9	16,90	14,27	4,87	8,57	16,90	6,46
1,0	23,14	19,16	5,81	10,89	23,90	7,95

Beispiel. Wenn bei einem Riemen ohne Ende mit eisernen Rädern das fortzupflanzende Arbeitsquantum 4 Pferdekräften gleich ist, und eine Geschwindigkeit des Treibriemens von 8 Fuß vorausgesetzt wird, wenn ferner der Halbmesser des Treibrades 30 Zoll, der des Getriebrades 5 Zoll, und die Entfernung beider Radaren 90 Zoll beträgt, welches werden die nöthigen Riemenspannungen sein? Es ist hier $r_1 = 30$, $r_2 = 5$ und $d = 90$, daher bei offenem Riemen $cos.\frac{\alpha}{2} = \pm\frac{30-5}{90} = \pm\,{}^5/_{18} = \pm\,0{,}2777\ldots$; hiernach

$\frac{1}{2}\alpha = 73^0, 52^1/_3'$ und $106^0, 7^2/_3'$, und

$\alpha = 147^0, 44^2/_3'$ und $212^0, 15^1/_3'$,

dagegen bei gekreuzten Riemen:

Digitized by Google

$$\cos.\frac{\alpha}{2} = -\frac{30+5}{90} = -\,{}^{7}/_{18} = -\,0{,}38888, \text{ und hiernach}$$

Riemenspannungen.

$$\frac{\alpha}{2} = 180^\circ - 67^\circ,7' = 112^\circ,53', \text{ und } \alpha = 225^\circ,46'.$$

Im ersteren Falle ist natürlich der kleinere Winkel $\alpha = 147^\circ,44\,{}^{2}/_{3}'$ anzunehmen, damit der Riemen auf keinem der beiden Radumfängen fortrutsche. Wir haben hiernach hier $\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{147{,}74}{360} = 0{,}410$ und im zweiten Falle:

$$\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{225{,}77}{360} = 0{,}627.$$

Nimmt man $\varphi = 0{,}28$ so erhält man durch Interpolation mittels der letzten Tabelle für den ersten Fall: $e^{\varphi\alpha} = 2{,}02 + 0{,}1\,.\,(2{,}41 - 2{,}02) = 2{,}06$,

und für den zweiten: $e^{\varphi\alpha} = 2{,}87 + 0{,}27\,.\,(3{,}43 - 2{,}87) = 3{,}02$,

womit die unmittelbare Rechnung auch ziemlich übereinstimmt. Nun ist noch die überzutragende Kraft $K = \frac{L}{c} = \frac{4.510}{8} = 255$ Pfund; daher folgt denn für

den ersten Fall: $S_2 = \frac{255}{2{,}06 - 1} = \frac{255}{1{,}06} = 240{,}6$ Pfund,

$S_1 = 2{,}06\,.\,240{,}6 = 495{,}6$, und

$S = \frac{S_1 + S_2}{2} = 368{,}1$ Pfund,

wozu der Sicherheit wegen noch 10 Procent gesetzt werden können, so daß also $S = 405$ Pfund als Spannung der noch stillstehenden Maschine zu nehmen ist.

Für den zweiten Fall ist: $S_2 = \frac{255}{3{,}02 - 1} = \frac{255}{2{,}02} = 126{,}2$ Pfund,

$S_1 = 3{,}02\,.\,126{,}2 = 381{,}1$ Pfund, und

$S = \frac{S_1 + S_2}{2} = 253{,}6$ Pfund,

oder der Sicherheit wegen $S = 253{,}6 + 25{,}4 = 279$ Pfund.

§. 31. Die Riemen werden gewöhnlich aus gutem lohgaren Kuh- oder Rindsleder, und zwar am besten aus dem sogenannten Kernleder, vom Rücken der Thiere geschnitten. Eine Haut giebt zwei Streifen von ungefähr 2 Linien Dicke 8 Zoll Breite und 5 Fuß Länge. Diese Lederstreifen werden entweder unmittelbar oder nachdem man sie erst in schmälere Riemen zerschnitten hat, an den Enden zusammengenäht. Nach Bevan (s. Dingler's polytechn. Journal, Bd. XVI.) ist

Treibriemen.

der Festigkeitsmodul des Kuhleders: $K = 3980$ Pfund,

und der Elasticitätsmodul desselben $E = 10050$ Pfund;

bei 4facher Sicherheit würde daher der Sicherheitsmodul $K_1 = 1000$ Pfund betragen. Nach den Erfahrungen der Maschinenbauer ist jedoch $K_1 = 250$ Pfund zu nehmen, wobei sich das Ausdehnungsverhältniß

$$\frac{\lambda}{l} = \frac{K_1}{E} = \frac{250}{10050} = {}^{1}/_{40}$$

herausstellt, also eine Verlängerung von ungefähr 3 Procent statt hat. Nach

Digitized by Google

Treibriemen. Morin ist, wenn 1 Quadratcentimeter zur Einheit angenommen wird, $K_1 = 20$ Kilogramme, und hiernach die zulässige Riemenspannung auf jeden Quadratzoll Querschnitt: $K_1 = \frac{200000 \,.\, 2{,}138}{144 \,.\, 10{,}152} = 293$ Pfund, also über 250 Pfund.

Setzen wir nun die Riemenbreite $= b$, und nehmen wir die Riemendicke $= 1/6$ Zoll an, so bekommen wir hienach die Maximalspannung $S_1 = 250 \,.\, \frac{b}{6}$ ungefähr $= 40\,b$, und die Riemenbreite $b = \frac{S_1}{40}$ Zoll.

Nun ist aber im Mittel, namentlich dann, wenn der Riemen nahe den halben Umfang des Rades bedeckt und der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}28$ ist, S_1 nahe $2K = 2\frac{L}{c}$, daher erhält man auch

$$b = \frac{K}{20} = 1/20 \,.\, \frac{L}{c},$$

oder wenn man die Leistung L nicht in Fußpfund, sondern in Pferdekräften giebt, $b = 25 \,.\, \frac{L}{c}$ Zoll.

Es wächst hiernach die Riemenbreite direkt wie das überzutragende Arbeitsquantum, und umgekehrt wie die Geschwindigkeit. Für $\frac{L}{c} = 1/3$, z. B. für $L = 10$ und $c = 30$, oder $L = 5$ und $c = 15$, fällt die Riemenbreite schon 8 Zoll aus. Man ersieht hieraus, daß die Anwendung eines Riemenräderwerkes nur bei einer kleinen oder mäßigen Leistung und bei einer großen Geschwindigkeit möglich ist. Riemen von 9 und mehr Zoll Breite anzuwenden, ist deshalb nicht zweckmäßig, weil sich dieselben in Folge ihrer ungleichen Dicke ungleich recken und deshalb nicht gleichmäßig auf die Radumfänge auflegen. Bei größeren Kräften $\left(\frac{L}{c}\right)$ bedient man sich daher zweier Riemen, oder einer Kette, oder besser eines Zahnräderwerkes. Ueber einander genähte Riemen wendet man wegen ihrer Steifigkeit und ihres starken Abführens nicht gern an.

Der Dauerhaftigkeit und nöthigen Schmiegsamkeit wegen, hat man übrigens die Riemen durch eine Talgschmiere stets fettig zu halten.

Die Riemen von Gutta percha haben ziemlich dieselben Eigenschaften wie die Lederriemen; es ist nicht allein die Dichtigkeit der Gutta percha nahe gleich der des Rindleders ($\gamma = 0{,}03$ Pfund), sondern es ist auch nach den allerdings sehr im Kleinen angestellten Versuchen von Herrn Feistmantel, der Festigkeitsmodul ziemlich derselbe und nur der Elasticitätsmodul ungefähr 30 Procent kleiner als beim Leder. Man kann daher bei gleicher Dicke die

Digitized by Google

Gutta percha-Riemen bei derselben Breite verwenden wie die Lederriemen. Die größere Wohlfeilheit, die Unverwüstlichkeit dieses Stoffes u. s. w. tragen sehr zur Empfehlung der Treibriemen aus Gutta percha bei, und es ist nur die größere Ausdehnung derselben bei hoher Temperatur, welche die Anwendung derselben in manchen Fällen unmöglich, oder mindestens unzweckmäßig macht. Treibriemen.

Beispiel. Für das im letzten Beispiele (§. 30) behandelte Riemenräderwerk wurde die Maximalspannung $S_1 = \frac{e^{\varphi\alpha} K}{e^{\varphi\alpha} - 1} = 381{,}1$ Pfund gefunden; es ist daher die Breite des hierzu nöthigen Riemens:

$$b = \frac{S_1}{40} = \frac{381{,}1}{40} = 9\frac{1}{2} \text{ Zoll.}$$

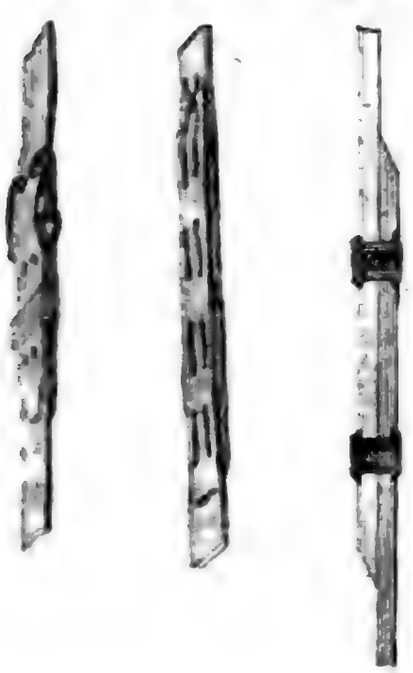
Die Länge desselben aber hat man nach der Formel:

$$l = 2\,d\,sin.\,\frac{\alpha}{2} + (2\pi - \alpha)\,(r_1 + r_2),$$

$$l = 2 \cdot 90\,sin.\,112°,53' + (30+5)\,arc.\,225°,46'$$
$$= 165{,}83 + 137{,}91 = 303{,}74 \text{ Zoll.}$$

§. 32. Da sich die Riemen, namentlich wenn sie neu sind, fortwährend recken (dehnen), so muß man deren Spannung von Zeit zu Zeit nachhelfen.

Fig. 82. Fig. 83. Fig. 84.



Sind nun die Riemen zusammengeschnallt, wie Fig. 82 vor Augen führt, so hat diese Correction gar keine Schwierigkeit; hat man es aber mit einem zusammengenähten (s. Figur 83), zusammengeschraubten (Fig. 84) oder zusammengeleimten Treibriemen von Leder, oder mit einem durch ein heißes Platteisen zusammengeschweißten Riemen von Gutta percha zu thun, so ist das Trennen und Wiedervereinigen der Riemenenden umständlich, und deshalb die Anwendung einer besonderen Stellvorrichtung von Vortheil.

Dieses Stellen läßt sich entweder an den Wellenlagern oder an den Riemen selbst bewerkstelligen. Das erstere ist aber nur selten gestattet, weil die Wellen meist festliegen müssen, dagegen die Stellung an dem Riemen mittels sogenannter Spannrollen (franz. rouleaux de tension; engl. expanding rollers) fast in allen Fällen anwendbar. Zwei solcher Spannrollen sind in Fig. 85 und Fig. 86 auf folgender Seite abgebildet. Bei der Einrichtung in Fig. 85 sitzt die Rolle B auf einem Schieber, den ein Gewicht G niederzieht, bei der Einrichtung Fig.

Digitized by Google

Spannrollen. 86 hingegen sitzt dieselbe an einem Winkelhebel AOB, und wird mittels eines Gewichtes G am Arme OA gegen den Riemen gedrückt. Ist im

Fig. 85.

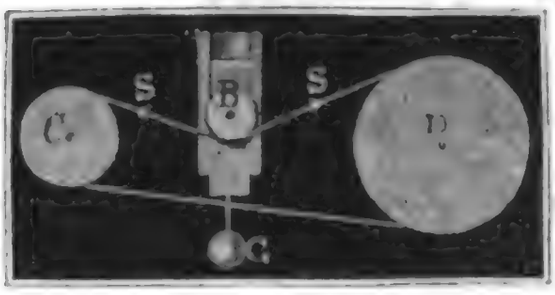
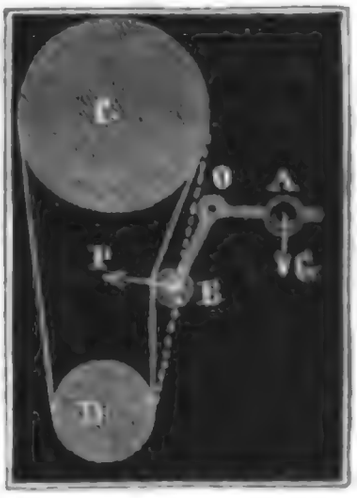


Fig. 86

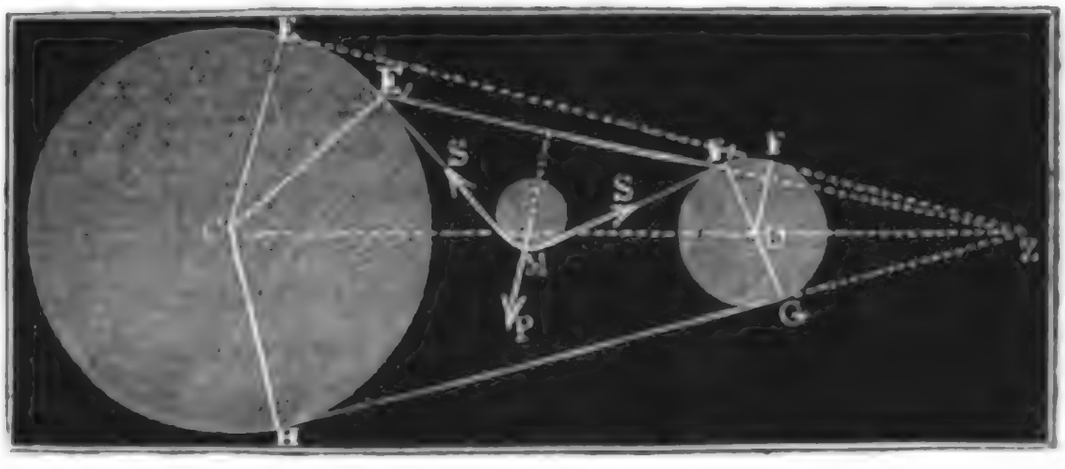


letzteren Falle a der Hebelarm OA des Gewichtes G und b der Hebelarm OB der Spannkraft P, so hat man

$$P = \frac{a}{b} G, \text{ und umgekehrt } G = \frac{b}{a} P.$$

Die Spannkraft P halbirt den Winkel $E_1 M F_1 = \delta$, Fig. 87, zwischen

Fig. 87.



beiden Riemenrichtungen ME_1 und MF_1, und ist S die Spannung des Riemens, so hat man, wie bei einer losen Rolle (s. I. §. 151)

$$P = 2 S \cos. \frac{\delta}{2}.$$

Was die Spannung S anlangt, so hat man zu unterscheiden, ob die Spannrolle gegen den straffen oder gegen den schlaffen Riementheil drückt; im ersten Falle ist statt S, S_1, und im zweiten S_2 (in der obigen Bedeutung) einzuführen. Uebrigens wird aber auch durch die Spannrolle der mit Riemen bedeckte Bogen FG noch um einen Bogen FF_1 größer; setzen wir, wie oben, den Winkel $FDG = \alpha^0$ und dagegen $\angle FDF_1 = \beta^0$,

Digitized by Google

so haben wir $S_1 = \frac{e^{\varphi(\alpha+\beta)} K}{e^{\varphi(\alpha+\beta)} - 1}$ und

$$S_2 = \frac{K}{e^{\varphi(\alpha+\beta)} - 1}.$$

Spannrollen.

Läßt man die Geraden durch je zwei zusammengehörige Berührungspunkte, wie E und F, oder E_1 und F_1 u. s. w. nach demselben Punkte Z convergiren, dessen Entfernung $DZ = x$ aus den Radhalbmessern $CE = r_1$ und $DF = r_2$ und dem Axenabstande $CD = d$ durch die Formel

$$x = \frac{r_2 d}{r_1 - r_2}$$

bestimmt ist, so hat man für die Abhängigkeit der Winkel β und δ von einander $\frac{\sin. DZF_1}{\sin. DF_1Z} = \frac{DF}{DZ}$, d. i.

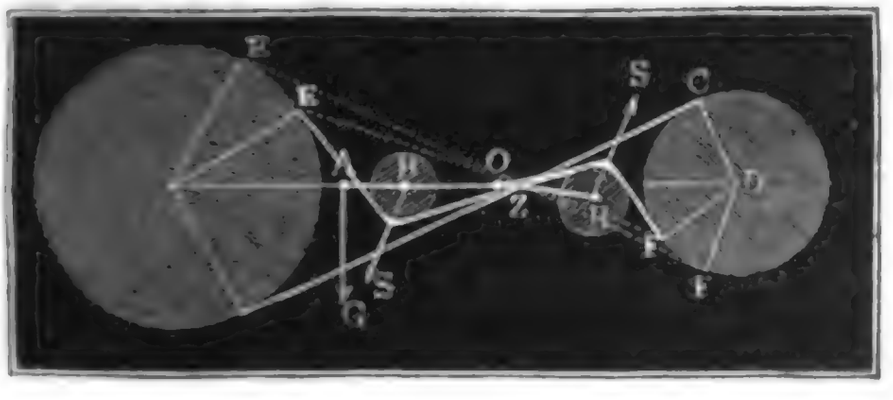
$$\frac{\sin.\left(\frac{\alpha}{2}+\beta+\frac{\delta}{2}\right)}{\sin.\frac{\delta}{2}} = \frac{r_2}{x}, \text{ und hiernach}$$

$$\sin.\left(\frac{\alpha}{2}+\beta+\frac{\delta}{2}\right) = \left(\frac{r_1-r_2}{d}\right)\sin.\frac{\delta}{2}.$$

Hat man sich δ gegeben, so kann man hiernach auch β, daraus wieder S_1 oder S_2, und endlich die Spannkraft P berechnen. Die vollkommenste Anordnung würde diejenige sein, bei welcher die durch das zufällige Recken des Riemens hervorgebrachte Verminderung der Riemenspannung durch die Vergrößerung FF_1 des Reibungsbogens wieder ausgeglichen würde. In diesem Falle würde, wenn man δ weniger größer oder kleiner annähme, der Werth von P sich nicht ansehnlich ändern.

Der gekreuzte Riemen $EFGH$, Fig. 88, hat zwei entgegengesetzt wirkende Spannrollen wie B, B nöthig. Weil hier die Riemenbögen mehr als

Fig. 88.



den halben Umfang einnehmen und unter sich gleich sind, so ist diese Fortpflanzungsweise die vollkommenere. Man kann hier beide Spannrollen auf

Spannrollen. einem Hebel $ABOB$ befestigen und durch ein Gewicht G an den Riemen andrücken lassen.

Beispiel. Wenn für ein Räderwerk mit offenem Treibriemen $K = 255$ Pfund, $r_1 = 30$, $r_2 = 5$ und $d = 90$ Zoll (vergl. Beispiel zu §. 30.), und hiernach $\alpha^0 = 147^0, 44^2/_3{}'$ ist, und wenn man nun $\delta = 120^0$ nimmt, so erhält man zunächst

$$sin.\left(\frac{\alpha}{2} + \beta + \frac{\delta}{2}\right) = \frac{30-5}{90} sin. 60^0 = {}^5/_{18} . 0{,}86603 = 0{,}24056,$$

hiernach $\frac{\alpha}{2} + \beta + \frac{\delta}{2} = 180^0 - 13^0, 55' = 166^0, 5'$, und daher

$$\beta = 166^0, 5' - \frac{\alpha+\delta}{2} = 166^0, 5' - 133^0, 55' = 32^0, 10',$$

hiernach $\varphi(\alpha+\beta) = 0{,}28 . \frac{179^0, 54^2/_3{}'}{360^0} . 2\pi = 0{,}13993 . 2\pi = 0{,}8792$ und

$$S_2 = \frac{K}{e^{\varphi(\alpha+\beta)} - 1} = \frac{255}{e^{0{,}8792} - 1} = \frac{255}{1{,}409} = 181 \text{ Pfund},$$

und die entsprechende Kraft der Rolle, insofern diese den schlaffen Riemen spannt:

$$P = S_2 \, cos. \frac{\delta}{2} = 362 . cos. 60^0 = 181 \text{ Pfund}.$$

Anmerkung. Die Bedingungen, unter welchen die Veränderlichkeit in der Spannung des Treibriemens durch das Auf- oder Abwickeln des letzteren ausgeglichen wird, lassen sich durch zwei Gleichungen ausdrücken, aus welchen sich die Winkel β und δ berechnen lassen. Die erste von diesen Gleichungen ist die oben angegebene Gleichung

$$sin.\left(\frac{\alpha}{2} + \beta + \frac{\delta}{2}\right) = \frac{r_1 - r_2}{d} sin. \frac{\delta}{2},$$

die zweite hingegen läßt sich durch die Differenzialrechnung finden; sie nimmt in dem Falle, wenn die Spannrolle auf den schlaffen Riemen drückt, die Form:

$$tang. \frac{\delta}{2} = \varphi \frac{e^{\varphi(\alpha+\beta)}}{e^{\varphi(\alpha+\beta)} - 1} \left(1 - \frac{r_1 - r_2}{d} . \frac{cos. {}^1/_2 \delta}{cos.\left(\frac{\alpha}{2} + \beta + \frac{\delta}{2}\right)}\right),$$

und in dem Falle, wenn sie den straffen Riemen spannt, die Form:

$$tang. \frac{\delta}{2} = \frac{\varphi}{e^{\varphi(\alpha+\beta)} - 1} \left(1 - \frac{r_1 - r_2}{d} . \frac{cos. {}^1/_2 \delta}{cos.\left(\frac{\alpha}{2} + \beta + \frac{\delta}{2}\right)}\right) \text{ an.}$$

Wenn der Abstand d sehr groß ist gegen $r_1 - r_2$, so hat man nahe $\alpha = \pi$, $\alpha^0 = 180^0$, und $\frac{\delta}{2} = 180^0 - \left(\frac{\alpha}{2} + \beta\right) = 90^0 - \beta$,

folglich entweder $tang. \frac{\delta}{2} = cotg. \beta = \varphi . \frac{e^{\varphi(\pi+\beta)}}{e^{\varphi(\pi+\beta)} - 1}$

$$\text{oder } tang. \frac{\delta}{2} = cotg. \beta = \frac{\varphi}{e^{\varphi(\pi+\beta)} - 1}.$$

Für $\varphi = 0{,}28$ erhält man im ersten Falle, wenn man

$\pi + \beta = 0{,}7 . 2\pi = 252^0$, also $\beta = 72^0$ nimmt,

$$tang. \frac{\delta}{2} = cotg. \beta = \frac{0{,}28 . 3{,}43}{2{,}43} = 0{,}395,$$

Digitized by Google

und daher $\frac{\delta}{2} = 21\frac{1}{2}°$, und $\beta = 68\frac{1}{2}°$; nimmt man aber $\beta = 68°$, also Spannrollen
$\pi + \beta = \frac{248}{360} \cdot 2\pi$, so erhält man

$$tang.\ \frac{\delta}{2} = colg.\ \beta = \frac{0{,}28 \cdot 3{,}37}{2{,}37} = 0{,}398,$$

daher $\frac{\delta}{2} = 21\frac{3}{4}°$ und $\beta = 68\frac{1}{4}°$. Es läßt sich also erwarten, daß bei den Winkeln $\beta = 68°$ und $\delta = 44°$ die Spannrolle vollkommen regulirt.

Uebrigens ist die Anwendung einer Spannrolle nicht immer von mechanischem Vortheile, da in der Arenreibung und in dem Steifigkeitswiderstande des Riemens beim Umlegen um die Spannrolle dem Räderwerke neue Nebenhinderniſſe zuwachsen. Obgleich durch diesen Apparat das übermäßige Anspannen des Treibriemens und also auch die daraus entspringende Vergrößerung der Radarenreibungen vermieden wird, so sind dafür auch die Widerstände der Spannrolle zu überwinden.

§. 33. Die Uebertragung der Bewegung mittels Treibriemen wird durch die Rauhigkeit desselben erleichtert; da nun aber die eine Seite eines Riemens stets rauher ist als die andere, so soll man diese stets mit den Rädern in Berührung kommen lassen. Bei dem einfachsten Räderwerke $ABCD$, Fig. 89, mit offenem Riemen hat dies keine Schwierigkeit, bei dem mit gekreuzten Riemen, wie Fig. 90, hingegen, muß zu diesem Zwecke jeder der beiden Riementheile AB und CD eine Wendung um 180 Grad machen. Diese Drehungen des Riemens haben noch den Vortheil, daß hier die Riemen in ihrem Kreuzpunkte K einander weniger stören, da sie einander statt um die halbe Riemenbreite, nur um die halbe Riemendicke zur Seite drücken. Dagegen tritt aber auch hierbei der Nachtheil ein, daß der Riemen in eine ungleiche Spannung geräth, und deshalb leichter zerreißt. Ist l die mittlere Länge eines geraden Riementheiles, von Berührungspunkt zu Berührungspunkt gemessen, und b die Breite des Riemens, so hat man die entsprechende Länge an den Rändern:

Riemenführung

Fig. 89.

Fig. 90.

$$l_1 = \sqrt{l^2 + \left(\frac{\pi b}{2}\right)^2},\ \text{annähernd} = l\left[1 + \tfrac{1}{8}\left(\frac{\pi b}{l}\right)^2\right],$$

daher die Dehnung an den Rändern:

$$\lambda = l_1 - l = \tfrac{1}{8} \cdot \frac{(\pi b)^2}{l} = 1{,}234\ \frac{b^2}{l},$$

Digitized by Google

Riemenführung.

und es ist nun hiernach leicht zu beurtheilen, wie viel der Riemen durch diese Wendung an Festigkeit verliert.

Wenn die Umdrehungsebenen beider Räder nicht in eine einzige Ebene fallen, so hat man meist besondere Leitrollen anzuwenden, um das tangentiale Auf- und Ablegen des Riemens zu bewirken. Sind, wie in Fig. 91, die mitten durch die Räder gehenden Umdrehungsebenen parallel, so findet man die erforderlichen Leitrollen, wenn man je zwei parallele Tangenten, wie AE und BF an die Durchschnitte beider Räder legt; ein Perpendikel EF zwischen diesen beiden Geraden ist dann der Durchmesser der entsprechenden Leitrolle.

Fig. 91.

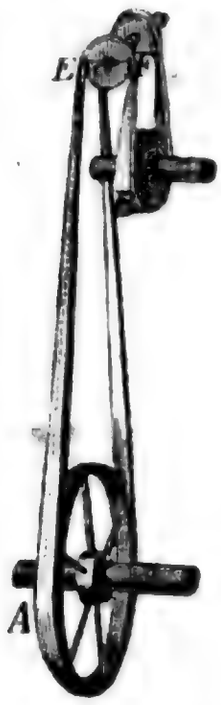
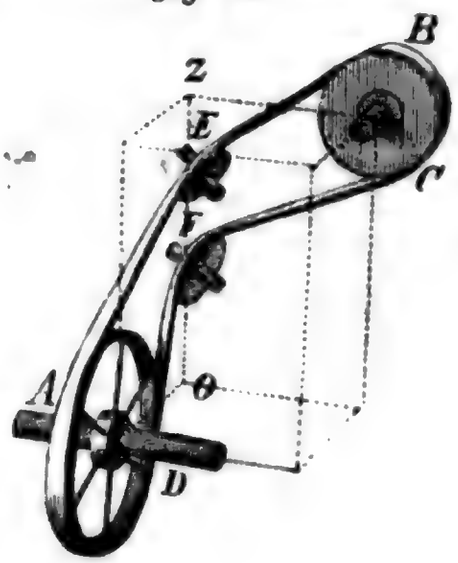


Fig. 92.



Wenn endlich die beiden Radebenen weder zusammenfallen noch parallel sind, wie AD und BC, Fig. 92, so hat man zunächst die Durchschnittslinie OZ dieser Ebenen aufzusuchen, und dann von zwei willkürlichen Punkten E und F in denselben Tangenten EA, EB so wie FC und FD nach den Radumfängen zu ziehen: die Ebenen durch je zwei dieser Linien sind dann die Umdrehungsebenen der nöthigen Leitrollen, deren Axenlage u. s. w. nun nach §. 24. leicht bestimmt werden kann.

Fig. 93.

Um die Lage eines Riemens auf dem Umfange des Rades etwas zu verändern, hat man nur während der Bewegung den auflaufenden Riementheil AB, Fig. 93, etwas zur Seite zu drücken; in Folge der Reibung zwischen Riemen und Radumfang, kommt der Riemen, nachdem das Rad ungefähr eine halbe Umdrehung gemacht hat, in eine neue Lage $A_1 B_1$ zur Seite der ersteren. Bei dem ablaufenden Riementheile würde dieses Zurseitedrücken ohne Erfolg sein.

Digitized by Google

Hiernach ist nun auch leicht zu ermessen, daß bei einem Riemen ohne Ende, wie in Fig. 94 abgebildet ist, wo die Durchschnittslinie BD zwischen beiden Umdrehungsebenen beide Radumfänge tangirt, und namentlich, wenn die Riemen nicht sehr kurz sind, die Leitrollen entbehrlich sind. Es ist nur nöthig, daß die Drehbewegung in der durch die Pfeile angegebenen Richtung vor sich gehe, wobei die auflaufenden Riementheile tangential zu den entsprechenden Radumfängen liegen. Endlich kann man aber auch in diesem Falle wenigstens eine Leitrolle ersparen, wenn man den einen Riementheil in der Richtung BD der Durchschnittslinie der Umdrehungsebenen spannt. Riemenführung.

Fig. 94.

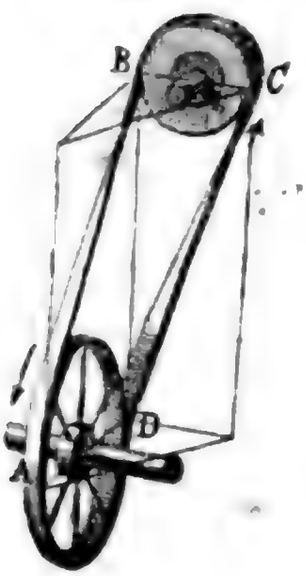
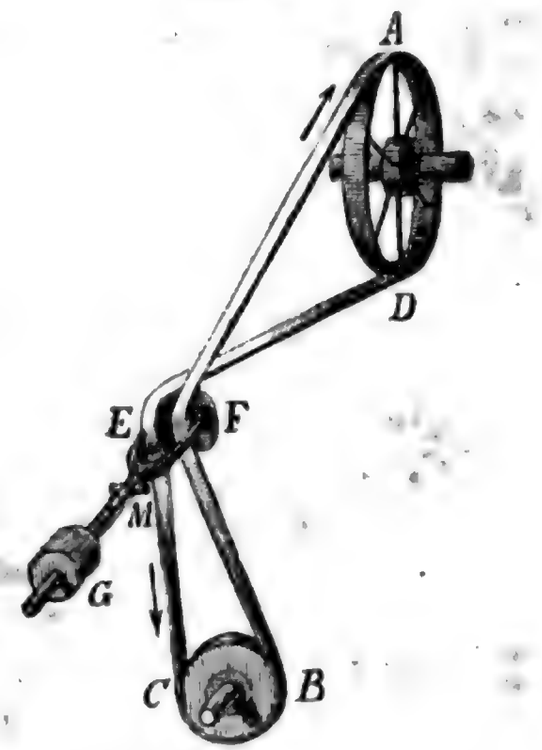


Fig. 95.



Anmerkung. Zuweilen werden Leitrollen auch nur angewendet, um wegen Mangel oder Ersparniß an Platz den Riemen zur Seite zu ziehen. Auch kann man sehr oft die Leitrolle mit einer Spannrolle vereinigen, wie z. B. in Fig. 95, wo der Riemen $ABCD$ über zwei Rollen E und F läuft, die an dem gabelförmigen Ende eines Hebels sitzen, der um eine Axe M drehbar ist und mittels eines Gewichtes G die Rollen empordrückt und den Riemen spannt.

§. 34. Die Räder, Rollen, Scheiben oder Trommeln (franz. tambours; engl. drums) der Riemenräderwerke werden entweder von Holz oder von Eisen ausgeführt. Die Spur- oder Bahnbreite macht man gewöhnlich um ein Viertel größer als die Riemenbreite, auch giebt man der Spur eine kleine Wölbung. In der Regel nimmt man die Höhe der letztern gleich ein Zehntel der Spurbreite; hohe Räder wölbt man aber auch zuweilen nach einer Kugelzone. Durch die Wölbung der Riemenspur wird nicht allein das Auflegen des Riemens erleichtert, sondern auch eine sichere Lage desselben bewirkt. Beim Auflegen auf eine conische Trommel, Fig. 96, soll das gerade Riemenstück ABC die Form eines Ringstückes A_1BC_1 an- Riemenräder.

Digitized by Google

Riemenräder

nehmen; diesem widersteht aber der Riemen vermöge seiner Elasticität bis zu einem gewissen Grade, und deshalb fällt auch die Gestalt des Riemens zwischen ABC und A_1BC_1. Diesem zu Folge liegt stets der folgende Berührungspunkt A der Basis DE der kegelförmigen Trommel näher als jeder vorausgegangene B und es rückt folglich auch der ganze Riemen bei weiterer Drehung der Trommel immer näher und näher an die Basis der letzteren. Ist dagegen die Trommel gewölbt, so zieht sich der Riemen aus demselben Grunde nach und nach von selbst nach der Mitte oder dem größten Querschnitte derselben. Uebrigens ist beim Befestigen und Ablehren der Rolle auf ihrer Axe darauf zu sehen, daß dieselbe genau rund gehe und nicht weife, weil sich sonst der Riemen leicht abschlägt Wirken Seitenkräfte auf den Riemen, wie z. B bei Räderwerken mit stehenden Axen das Gewicht des Riemens, oder liegt die Riemenaxe nicht genau in der Umdrehungsebene, wie bei Räderwerken mit gekreuzten Riemen, so muß man das Rad mit einem vorstehenden Kranz oder Rand versehen, damit sich der Riemen nicht abwickelt.

Fig. 96.

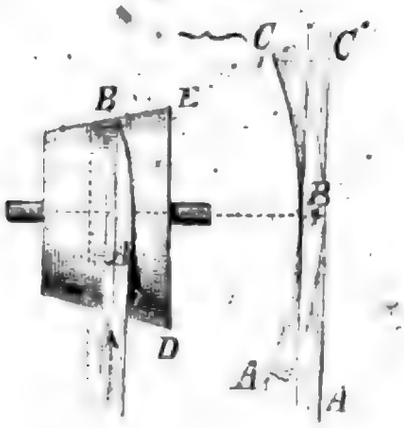
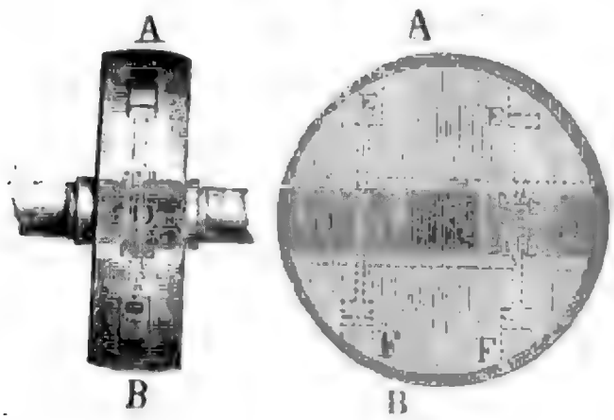


Fig. 97.



Nur kleine Riemenscheiben von höchstens 1 Fuß Durchmesser lassen sich aus einem einzigen Bohlenstück drehen, größere muß man aus mehreren Pfostenstücken zusammensetzen. Eine Scheibe der zweiten Art führt Fig. 97 in zwei Ansichten vor Augen. Es sind hier die Mittelstücke D und D_1, welche das zur Aufnahme der Axe dienende Auge C zwischen sich lassen, zwischen den beiden Seitenstücken A und B eingefalzt oder eingezapft, und zur Befestigung von eisernen, außen durch Holzstücke bedeckte Bolzen EF, EF durchzogen. Eine andere Zusammensetzung der hölzernen Riemenräder aus drei mit den Fasern sich kreuzenden Bohlenlagern zeigt Fig. 98. Diese Räder sind noch von zwei Scheiben AB und DE begrenzt, welche aus Holzsectoren zusammengesetzt und nicht nur durch hölzerne Bolzen mit dem Radkörper, sondern auch durch eiserne Bolzen, wie FG, HK u. s. w. unter einander verbunden werden. Da diese Scheiben den inneren Radkörper an Höhe übertreffen, so

Digitized by Google

bilden sie besondere Spurkränze, welche das Abschlagen des Riemens verhin- Riemenräder.
dern. Räder von zwei oder mehr Fuß Höhe setzt man aus Armen und Kränzen zusammen, ähnlich wie ein Wasserrad (s. II. §. 111). Auch läßt man wohl nur den Kranz aus Holzringen bestehen und macht die Nabe und Arme aus Gußeisen. Lange Trommeln setzt man wie ein Faß aus Dauben zusammen und versieht man auch gern mit eisernen Armsystemen.

Fig. 98.

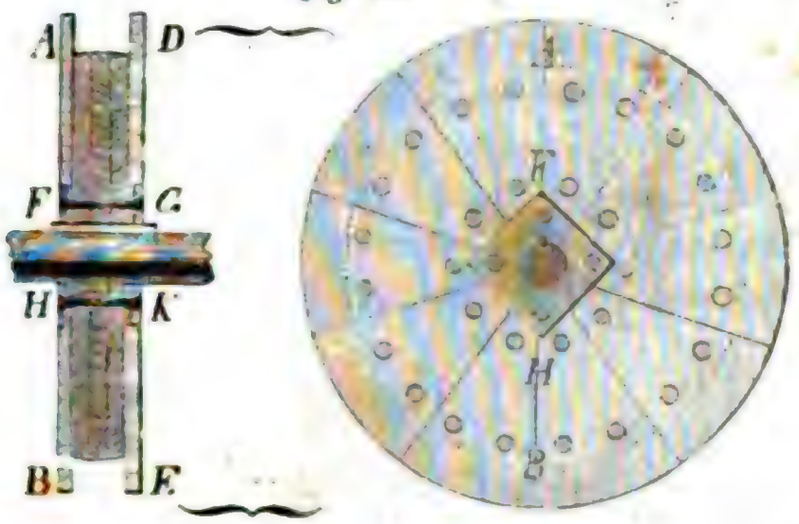
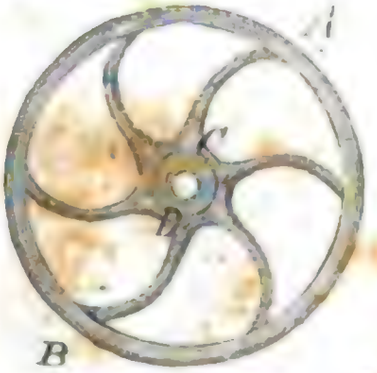


Fig. 99.

Wegen ihrer Unwandelbarkeit sind gußeiserne Riemenräder den hölzernen stets vorzuziehen, obgleich sie wegen ihrer größeren Glätte eine größere Riemenspannung erfordern, und deshalb mehr Axenreibung geben als diese. Kleine Räder unter 1 Fuß Durchmesser haben die Gestalt eines Tellers AB, Fig. 99, mit zwei aufsitzenden Kronen CD und EF, von denen die eine den Riemenkranz und die andere die Radnabe bildet. Fig. 100 führt zwei Ansichten eines größeren eisernen Riemenrades mit Armen vor Augen. Es ist hier der Riemenkranz AB durch 6 Arme, wie AC, BD u. s. w. mit der Nabe oder Radhülse CD verbunden. Sowohl der Festigkeit als des Luft-

Fig. 100.

Fig. 101.



Riemenräder. widerstandes wegen macht man die Radarme 5mal so breit als dick. Nicht selten wendet man auch krumme Radarme, wie CA, DB u. s w. Fig. 101 auf voriger Seite, an, um die nachtheiligen und leicht das Zerbrechen herbeiführenden Spannungen beim Erkalten des Gusses zu beseitigen.

§. 35. Soll die Umdrehungszahl der Getriebwelle nicht immer eine und dieselbe, wohl aber stets eine gegebene sein, so muß man mehrere Radsysteme auf beide Wellen aufsetzen. Gewöhnlich gießt man die Räder einer Welle aus dem Ganzen, indem man dieselben an einen und denselben Teller AB, Fig. 102, anreiht. Man sieht leicht ein, daß die Getriebwelle G bei derselben Umdrehungszahl von der Treibwelle T, eine kleinere Umdrehungszahl annimmt, wenn man den Riemen aus der Lage CD in die Lage EF bringt, und daß diese Zahl noch kleiner ausfällt, wenn man ihn auf das noch kleinere Treibrad H und das noch größere Getriebrad K legt.

Fig. 102.

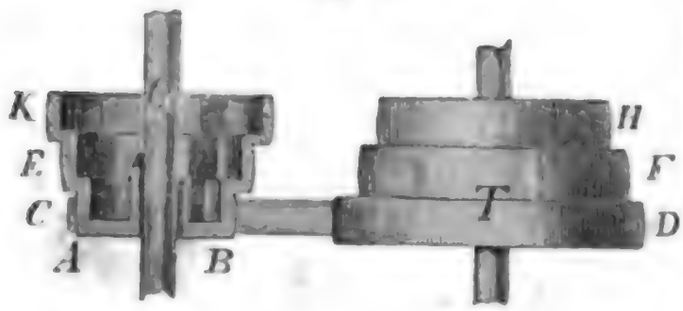
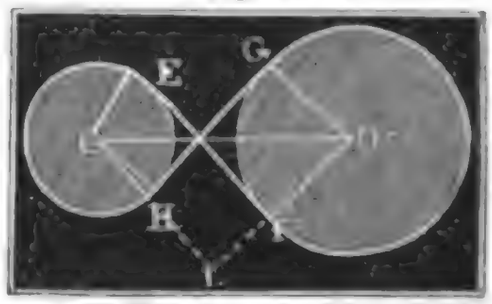


Fig. 103.



Um bei jedem Wechsel der Scheiben die Riemenlänge nicht verändern zu müssen, läßt man die Scheibendurchmesser nach einem gewissen Gesetze zu- und abnehmen.

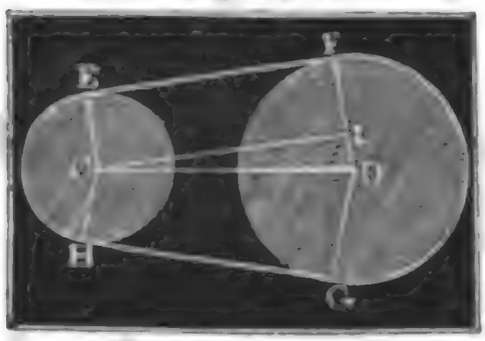
Sind die Riemen gekreuzt, wie Fig. 103, so hat man nach §. 30 für den mit Riemen bedeckten Bogen α

$$cos.\frac{\alpha}{2} = -\frac{r_1 + r_2}{d},$$

und die Länge des Riemens:

$$l = 2d\,sin.\frac{\alpha}{2} + \alpha\,(r_1 + r_2);$$

Fig. 104.



läßt man daher r_1 um eben so viel abnehmen als r_2 wachsen, so daß das Mittel $\frac{r_1 + r_2}{2}$ der beiden Radhalbmesser dasselbe bleibt, so verändert sich weder der Riemenbogen noch die ganze Riemenlänge, es ist also beim Auflegen auf das zweite Räderpaar keine Veränderung der Riemenlänge nöthig. Bei den offenen Riemen wie Fig. 104 hingegen

Digitized by Google

hat man $\cos.\frac{\alpha}{2} = \pm\frac{r_2 - r_1}{d}$ und

$$l = 2d\sin.\frac{\alpha}{2} + \alpha r_1 + (2\pi - \alpha) r_2,$$

und es findet das einfache Verhältniß wie bei den geschränkten Riemen nicht Statt. Setzen wir aber annähernd

$$\sin.\frac{\alpha}{2} = 1 - \tfrac{1}{2}\left(\cos.\frac{\alpha}{2}\right)^2 = 1 - \tfrac{1}{2}\frac{(r_2 - r_1)^2}{d} \quad \text{und}$$

$$\alpha = \pi - (\pi - \alpha) = \pi - 2\sin.\frac{(\pi - \alpha)}{2} = \pi - 2\cos.\frac{\alpha}{2} = \pi - \frac{2(r_2 - r_1)}{d},$$

so erhalten wir die Riemenlänge

$$l = 2d - \frac{(r_2 - r_1)^2}{d} + \left(\pi - \frac{2(r_2 - r_1)}{d}\right) r_1 + \left(\pi + \frac{2(r_2 - r_1)}{d}\right) r_2$$

$$= 2d + \pi(r_1 + r_2) + \frac{(r_1 - r_2)^2}{d}.$$

Ist ψ das Umsetzungsverhältniß $\frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2}$, so hat man $r_1 = \psi r_2$ und daher $l = 2d + \pi(\psi + 1) r_2 + \frac{(\psi - 1)^2 r_2^2}{d}$.

Für ein anderes Räderpaar mit den Halbmessern r_3 und r_4 und dem Umsetzungsverhältnisse $\psi_1 = \frac{r_3}{r_4}$ hat man ebenso

$$l = 2d + \pi(\psi_1 + 1) r_4 + \frac{(\psi_1 - 1)^2 r_4^2}{d}.$$

Aus der letzteren Gleichung erhält man folgende Formel für den einer bestimmten Riemenlänge l und einem bestimmten Umsetzungsverhältnisse ψ_1 entsprechenden Radhalbmesser

$$r_4 = \frac{-\pi(\psi_1 + 1) d + \sqrt{4(\psi_1 - 1)^2 (l - 2d) d + \pi^2 (\psi_1 + 1)^2 d^2}}{2(\psi_1 - 1)^2},$$

oder, wenn die beiden Radaxen im Verhältnisse zu den Radhalbmessern sehr entfernt sind, wenn z. B. der Axenabstand mindestens dreimal so groß ist als der Durchmesser der größeren Scheibe, was zur Verminderung der Ungleichheit der beiden Riemenbogen sehr zweckmäßig ist, genau genug

$$r_4 = \left[1 - \left(\frac{\psi_1 - 1}{\psi_1 + 1}\right)^2 \frac{l - 2d}{\pi^2 d}\right] \frac{l - 2d}{\pi(\psi_1 + 1)}.$$

Für $\psi_1 = 1$, also bei Gleichheit beider Scheibendurchmesser, erhält man sehr richtig $r_4 = \frac{l - 2d}{2\pi}$, d. i. $l = 2d + 2\pi r_4$, und für $l - 2d = \pi(r_1 + r_2)$, d. i. für eine sehr große Centraldistanz d,

$$r_4 = \frac{r_1 + r_2}{\psi_1 + 1}, \text{ so wie } r_3 = \psi_1 r_4 = \frac{\psi_1 (r_1 + r_2)}{\psi_1 + 1}.$$

Digitized by Google

Riemenräder. Statt der Scheibensysteme wendet man auch wohl zwei **conische Trommeln** (franz. cônes tronqués; engl conical drums) *A* und *B*, Fig. 105, an, und bewirkt die Stellung des Riemens auf denselben durch ein gabelförmiges Riemeneisen *CDE*. Man hat hier den Vortheil, innerhalb gewisser Grenzen jedes beliebige Umsetzungsverhältniß herstellen zu können, dagegen aber auch den Nachtheil, daß der Riemen, namentlich wenn er breit ist, sehr ungleich ausgespannt wird.

Fig. 105.

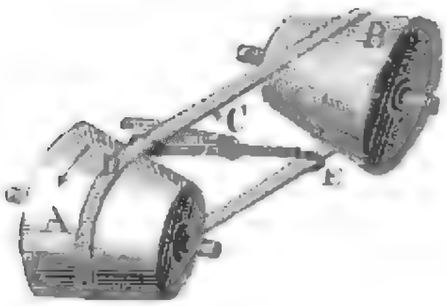
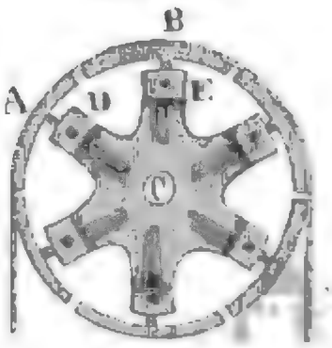


Fig. 106.



Anmerkung. Um das Umsetzungsverhältniß oder die Riemenspannung zu reguliren, bedient man sich auch wohl der sogenannten **Expansionsrollen**, worüber ausführlich gehandelt wird in den Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes in Preußen, Jahrgang XXII., 1843. Eine der einfachsten Rollen dieser Art ist in Fig. 106 abgebildet. Hier besteht der Radkranz aus 6 abgesonderten Sectoren mit Stielen *CA*, *CB* u. s. w., die sich radial durch Hülsen wie *D*, *C* u. s. w. schieben und durch Schrauben feststellen lassen. Um den Riemen eine stärkere oder schwächere Spannung zu geben, oder die Riemengeschwindigkeit zu vergrößern oder verkleinern, hat man die Stiele *CA*, *CB* u. s. w. weiter heraus- oder hereinzuschieben.

Beispiel. Wenn bei einer Drehbank zwei zusammengehörige Schnurscheiben die Halbmesser $r_1 = 12$ und $r_2 = 2$ Zoll haben, der Arenabstand d beider Scheiben 36 Zoll beträgt, und man will außer dem entsprechenden Umsetzungsverhältnisse $\psi = \frac{r_1}{r_2} = 12/2 = 6$ auch noch ein zweites $\psi_1 = 4$ herstellen, so findet man die Halbmesser der entsprechenden Getriebscheiben wie folgt:

Der Schnurbogen ist bestimmt durch die Formel

$$\cos.\frac{\alpha}{2} = \frac{r_1 - r_2}{d} = \frac{12-2}{30} = 1/3,$$ es ist folglich $\frac{\alpha^0}{2} = 70^0, 31\,^3/_4{}'$,

also $\alpha = 141^0, 3\,^1/_2{}'$, daher die Länge der ganzen Schnur:

$$l = 2d\sin.\frac{\alpha}{2} + \alpha r_2 + (2\pi - \alpha) r_1 = 67{,}882 + 4{,}924 + 45{,}855 = 118{,}661 \text{ Zoll}.$$

Die Näherungsformel giebt

$$l = 2d + \pi(r_1 + r_2) + \frac{(r_1 - r_2)^2}{d} = 72 + 3{,}1416 \cdot 14 + \frac{10^2}{36} = 118{,}760 \text{ Zoll}.$$

Setzt man nun $l - 2d = 46{,}661$ und $\psi_1 = 4$ in die Näherungsformel

$$r_1 = \left[1 - \left(\frac{\psi_1 - 1}{\psi_1 + 1}\right)^2 \frac{l - 2d}{\pi^2 d}\right] \cdot \frac{l - 2d}{\pi(\psi_1 + 1)},$$

so erhält man für die Halbmesser des gesuchten Scheibenpaares:

Digitized by Google

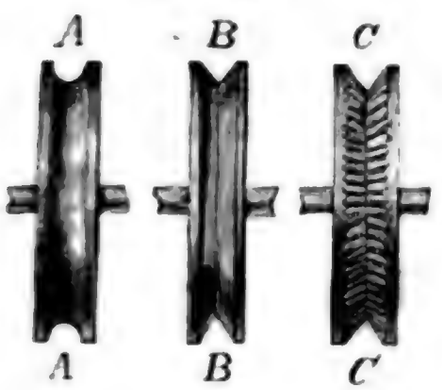
$$r_4 = \left(1 - (\tfrac{3}{5})^2 \cdot \frac{46{,}661}{36\pi^2}\right) \cdot \frac{46{,}661}{5\pi} = \frac{0{,}9528 \cdot 9{,}3322}{\pi} = 2{,}829 \text{ Zoll}$$ Riemenräder.

und $r_3 = \psi_1 r_4 = 4 \cdot 2{,}829 = 11{,}317$ Zoll.

Besondere Tabellen von Sang hierzu werden mitgetheilt von Brix in den Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbfleißes in Preußen, Jahrgang XI., 1832.

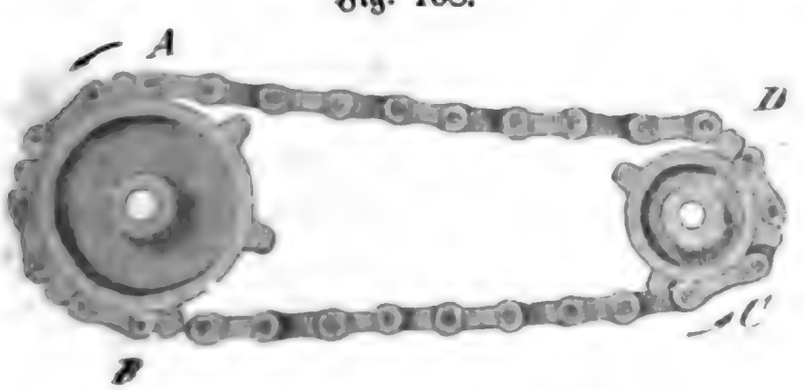
§. 36. Wenn die zu übertragende Kraft nicht groß ist, so kann man die Riemen durch Seile oder Schnüre von Hanf, Gedärmen, Gutta percha u. s. w. ersetzen. Die Schnüre gewähren noch den Vortheil, daß sie nicht so leicht abschlagen und sich leichter zur Seite biegen, leichter auf conische Trommeln auflegen lassen u. s. w. Die hierzu nöthigen Schnurscheiben erhalten keinen gewölbten Kranz, sondern eine vertiefte Rinne oder Spur zur Aufnahme der Schnur, wie *A*, *B*, *C*, Fig. 107, vor Augen führt. Die Scheibe *BB* mit der scharfen Spur (von circa 60 Grad Convergenz) hat vor der Scheibe *AA* mit runder Spur den Vortheil, daß sich hier die Schnur mehr einklemmt und daher bei gleicher Spannung mehr Reibung giebt als bei *AA*. Um das Gleiten der Schnur zu verhindern, versieht man auch wohl die Spurwände mit Kerben wie bei *CC*. Uebrigens hat die scharfe Spur noch den Vortheil, daß sie für dickere und schwächere Schnüre zugleich brauchbar ist. Schnur- und Kettenräder.

Fig. 107.



Auf der anderen Seite lassen sich aber auch die Riemen nicht anwenden, wenn die zu übertragende Kraft groß oder die Geschwindigkeit klein ist, weil sie nicht die hinreichende Festigkeit besitzen, oder wenigstens eine übermäßige Breite nöthig hätten. In der Regel ist in solchen Fällen ein Zahnräderwerk anzuwenden; wenn aber die beiden Wellen einen größeren Abstand von einander haben müssen, also nicht ein bloßes Umsetzen, sondern auch ein Fortpflanzen der Bewegung nöthig ist, so bedient man sich in diesem Falle entweder eines Kettenräderwerkes oder eines sogenannten Stangenvorgeleges.

Fig. 108.

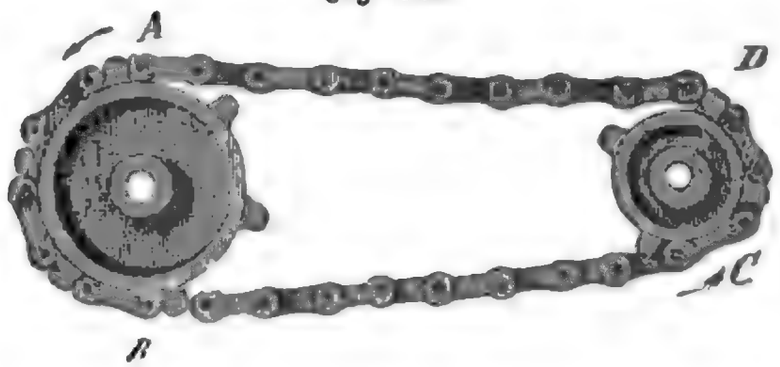


Ein Kettenräderwerk ist in Fig. 108 abgebildet; die Kette *ABCD* ist eine so-

Schnur- und Kettenräder.

genannte Laschenkette, und jedes der beiden Räder ist mit Zähnen (AB mit 6 und CD mit 4) ausgerüstet, die in die von je zwei Laschen gebildeten

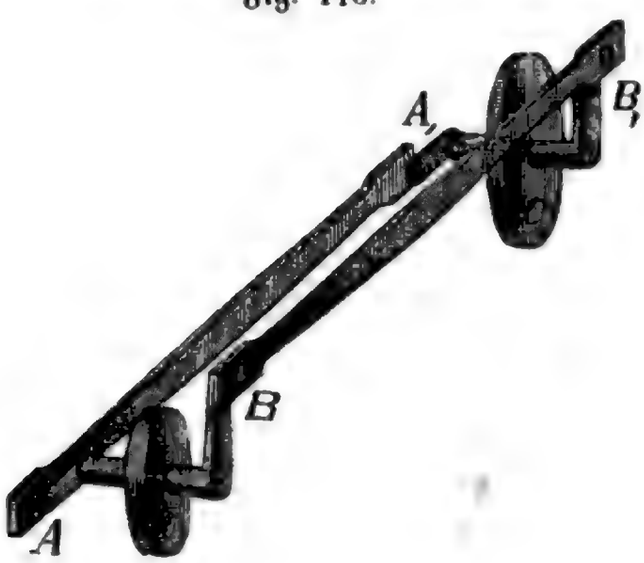
Fig. 109.



Glieder der Kette eingreifen. Diese Uebertragung mittels Zähnen macht eine weitere Spannung der Kette überflüssig, was ein nicht unbedeutender Vorzug dieses Räderwerkes vor dem Riemenräderwerke ist.

Man kann endlich auch statt der Ketten Stangen in Anwendung bringen, wenn es nur auf eine Fortpflanzung, nicht aber auf eine Umsetzung der Umdrehungsbewegung abgesehen ist. In diesem Falle versieht man beide genau parallel zu legende Wellen C und C_1, Figur 110, mit doppelten um einen Rechtwinkel von einander abweichenden Kurbeln oder Krummzapfen A, B und A_1, B_1 und verbindet dieselben durch die Stangen AA_1 und BB_1. Durch diese Verbindung wird zwar die Bewegung der einen Welle auf die andere Welle vollständig übertragen, sie reicht jedoch nicht aus, wenn die Wellen sehr entfernt von einander sind, weil die langen Stangen welche hierzu nöthig sind, sich biegen und daher ihre Kraft nicht durch Schub oder Druck von der einen Welle auf die andere übertragen können. In diesem Falle muß man jeden der vier Krummzapfen verdoppeln, und vier Stangen anwenden, so daß immer zwei Stangen durch Zug wirken, während die zwei anderen Stangen ohne Arbeit zurückgehen. Man erhält so ein sogenanntes Stangenvorgelege, welches beim Bergbau nicht selten in Anwendung kommt.

Fig. 110.



Digitized by Google

§. 37. Die Zahnräder sind entweder

Zähnräder.

1) cylindrische oder Stirnräder (franz. roues plates ou cylindriques; engl. cylindrical wheels, spur wheels);

2) conische oder Winkelräder (franz. roues coniques ou d'angle; engl. conical wheels, bevelled or mitre wheels);

3) hyperboloidische oder Hyperboloidenräder (franz. roues hyperboliques; engl. hyperbolical wheels, skew bevils).

Diese Unterscheidung hat ihren Grund in der Verschiedenheit der Axenlagen und in der hierdurch bedingten Verschiedenheit der Radkranzformen. Diejenige Mittheilung der Radbewegung ist jedenfalls die vollkommenste, bei welcher kein Gleiten, sondern nur ein Wälzen statthat (vergl. I. §. 156), also an allen Stellen der Radumfänge je zwei Berührungspunkte eine und dieselbe Geschwindigkeit haben. Sind nun die Radaxen CX und DY, Fig. 111, unter sich parallel, so wird dies der Fall sein, wenn sich beide Räder in einer Geraden AB parallel zu diesen Axen berühren, und daher die Radumfänge die cylindrische Form haben. Convergiren aber die Radaxen CX und CY, Fig. 112, nach einem Punkte C, so muß die Berührungslinie AB eine ebenfalls nach C gerichtete Gerade sein und deshalb jeder der bei-

Fig. 111.

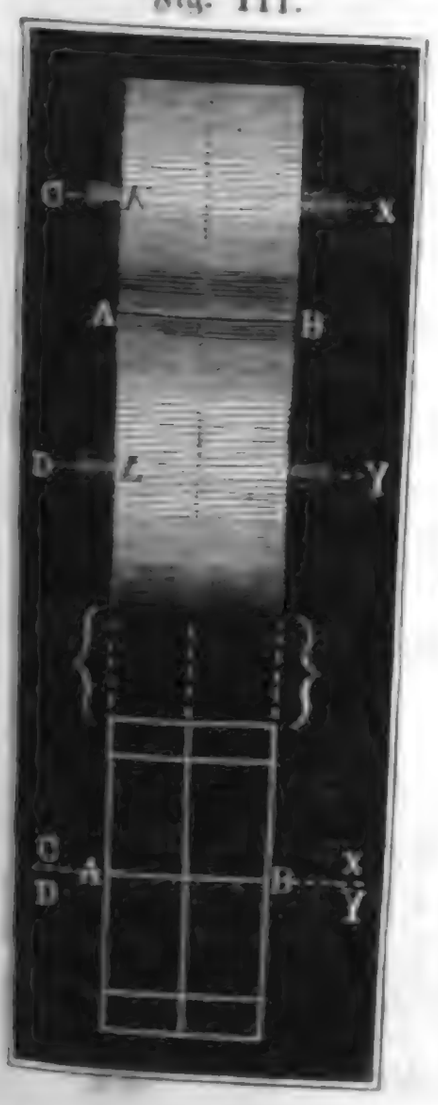
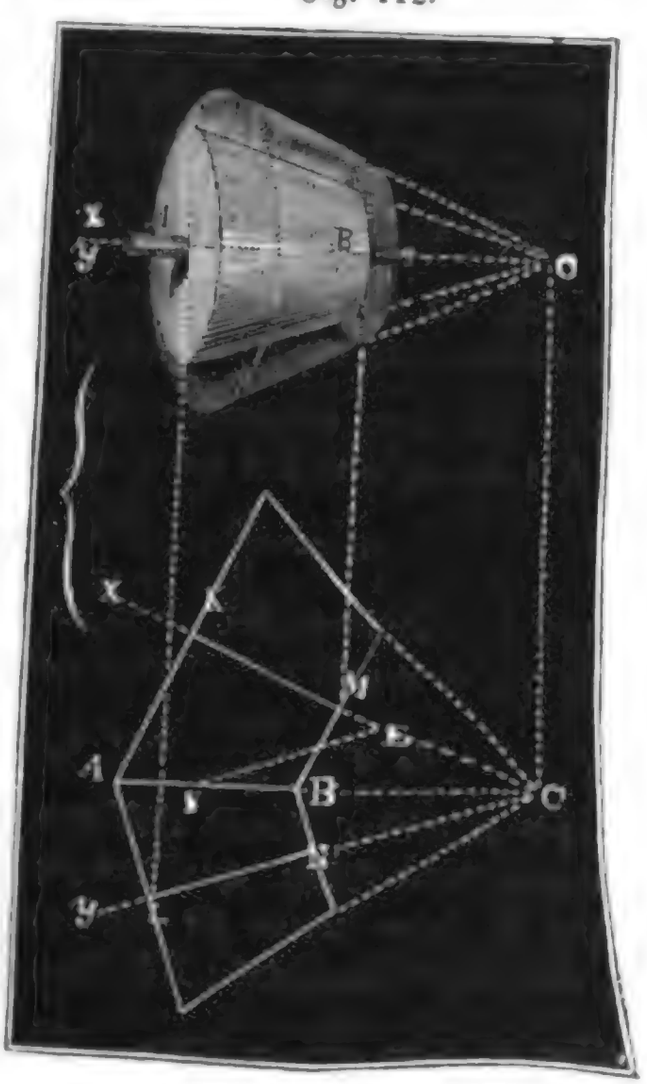


Fig. 112.



Digitized by Google

Zahnräder. den Radumfänge die entsprechende Kegelform haben, da die Umfangsgeschwindigkeiten c und v in den Punkten A und B nicht nur in dem Verhältnisse $\frac{KA}{MB}$ der Halbmesser KA und MB des einen Rades, sondern auch in dem Verhältnisse $\frac{LA}{NB}$ der Halbmesser LA und NB des anderen Rades zu einander stehen müssen, und dieser Proportion $\left(\frac{KA}{MB} = \frac{LA}{NB}\right)$ durch die Lage des Punktes B in der nach dem Axendurchschnitte C gerichteten Geraden AC Genüge geleistet wird.

Ganz anders ist dagegen das Verhältniß, wenn die Radaxen weder parallel sind, noch sich schneiden, also gar nicht in einer Ebene liegen. Hier kann die gerade Berührungslinie AB nur mit einer der beiden Radaxen in eine Ebene fallen, es kann also auch nur das eine Rad eine cylindrische oder conische Form erhalten. Das andere Rad hingegen ist von einer Rotationsfläche zu begrenzen, die entsteht, wenn sich eine gerade Linie (die Berührungslinie) um eine Axe dreht, mit der sie nicht in eine Ebene zusammenfällt. Wir werden im Folgenden sehen, daß diese Fläche ein sogenanntes Rotationshyperboloid ist, weshalb man diese Art von Rädern Hyperboloidenräder nennt. Bei einem solchen Räderpaare wird der Proportion $\frac{KA}{MB} = \frac{LA}{NB}$ zwischen den Halbmessern nicht Genüge geleistet, weshalb auch ein theilweises Gleiten des einen Radumfanges auf den anderen stattfinden und daher ein größeres Reibungshinderniß eintreten muß.

Conische Räder. §. 38. Bei dem cylindrischen Räderwerke Fig. 113 sind die Radhalbmesser $KA = r_1$ und $LA = r_2$ durch das Umsetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2} \text{ (vergl. §. 26)}$$

und durch den Abstand $KL = d = r_1 + r_2$ beider Radaxen CX und DY von einander bestimmt, es ist nämlich

$$r_1 = \frac{\psi d}{1+\psi} \text{ und } r_2 = \frac{d}{1+\psi}.$$

Bei den conischen Rädern AM und AN, Fig. 114, findet eine solche Bestimmung nicht Statt. Hier sind zunächst die Winkel $ACK = \delta_1$ und $ACL = \delta_2$, um welche die Berührungslinie AB von beiden Radaxen absteht, aus dem Axenwinkel $XCY = KCL = \delta$ und dem Umsetzungsverhältnisse $\psi = \frac{u_2}{u_1}$ zu finden. Es ist hier der Halbmesser $AK = r_1 = CA \sin.\delta_1$ und der Halbmesser $AL = r_2 = CA \sin.\delta_2$, und daher das Umsetzungsverhältniß $\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\sin.\delta_1}{\sin.\delta_2}$, d. h. die Win-

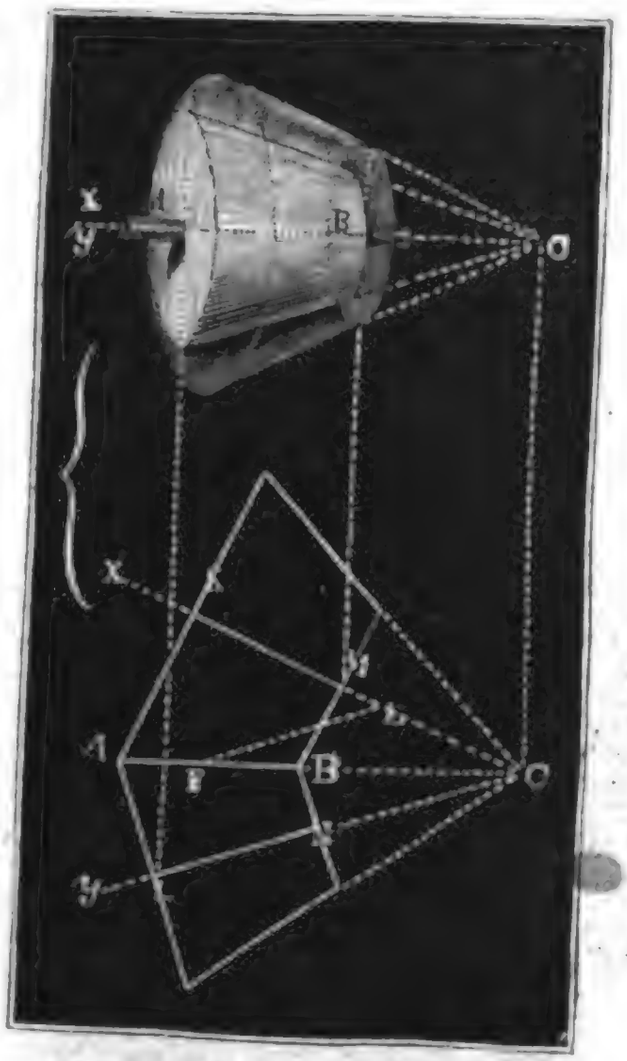
Digitized by Google

kelgeschwindigkeiten beider Räder verhalten sich umgekehrt wie die Sinus der Winkel, um welche ihre Axen von der Mittel- oder Berührungslinie

Conische Räder.

Fig. 113.

Fig. 114.



abweichen. Zieht man von einem beliebigen Punkte E der Axe CK aus eine Linie EF parallel der anderen Axe CY, so erhält man ein Dreieck, in welchem die Winkel δ_1 und δ_2 zugleich vorkommen; es ist nämlich der Winkel $ECF = \delta_1$ und der Winkel $EFC = FCL = \delta_2$, und da nun $\frac{sin.\,ECF}{sin.\,EFC} = \frac{EF}{EC}$ ist, so hat man $\psi = \frac{r_1}{r_2} = \frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2} = \frac{EF}{EC}$.

Um hiernach die Winkel δ_1 und δ_2 construirend zu finden, nimmt man die Linien CE und EF in dem Verhältnisse $1 : \psi$ und zieht die Gerade CF. Will man diese Winkel aus δ und ψ durch Rechnung finden, so bringe man das Dreieck CEF zur Auflösung. Dieses giebt

$$tang.\,ECF = \frac{EF.sin.\,\delta}{CE + EF\,cos.\,\delta} = \frac{r_1 sin.\,\delta}{r_2 + r_1\,cos.\,\delta}, \text{ d. i.}$$

$$tang\,\delta_1 = \frac{\psi sin.\,\delta}{1 + \psi\,cos.\,\delta}, \text{ sowie } tang.\,\delta_2 = \frac{sin.\,\delta}{\psi + cos.\,\delta}.$$

Ist der eine Radhalbmesser $AL = r_2$ gegeben, so findet man den andern durch die Formel $r_1 = \psi r_2$ sogleich, giebt man aber die Central-

Digitized by Google

Conische Räder. distanz $CA = a$, so hat man die beiden Radhalbmesser $AK = r_1$ und $AL = r_2$ durch die Formeln $r_1 = a \sin \delta_1$ und $r_2 = a \sin. \delta_2$ zu berechnen.

Für die Kegelhöhen $CK = h_1$ und $CL = h_2$ hat man endlich

$$h_1 = a \cos. \delta_1 = r_1 \operatorname{cotg}. \delta_1 = \left(\frac{1 + \psi \cos. \delta}{\psi \sin. \delta}\right) r_1 = \frac{r_2 + r_1 \cos. \delta}{\sin. \delta}$$

und

$$h_2 = a \cos. \delta_2 = r_2 \operatorname{cotg}. \delta_2 = \left(\frac{\psi + \cos. \delta}{\sin. \delta}\right) r_2 = \frac{r_1 + r_2 \cos. \delta}{\sin. \delta}.$$

Beispiel. Wenn bei einem conischen Räderwerke der Arenwinkel $\delta = 70$ Grad und das Umsetzungsverhältniß $\psi = \frac{u_2}{u_1} = 7/2$ sein soll, so hat man für die Convergenzwinkel der einzelnen Räder:

$$\tang. \delta_1 = \frac{7 \sin. 70^\circ}{2 + 7 \cos. 70^\circ} = \frac{7 \,.\, 0{,}93969}{2 + 7 \,.\, 0{,}34202} = \frac{6{,}5778}{4{,}3941} = 1{,}49697;$$

hiernach $\delta_1 = 56^\circ, 15'$, und $\delta_2 = 13^\circ, 45'$. Soll nun noch der äußerste Berührungspunkt A zwischen beiden Rädern um 60 Zoll von dem Arendurchschnitte C abstehen, so hat man die äußeren Radhalbmesser

$r_1 = 60 \sin. 56^\circ, 15' = 49{,}89$ Zoll und $r_2 = 60 \sin. 13^\circ, 45' = 14{,}26$ Zoll,

und die entsprechenden Kegelhöhen

$h_1 = 60 \cos. 56^\circ, 15' = 33{,}33$ Zoll und $h_2 = 60 \cos. 13^\circ, 45' = 58{,}28$ Zoll.

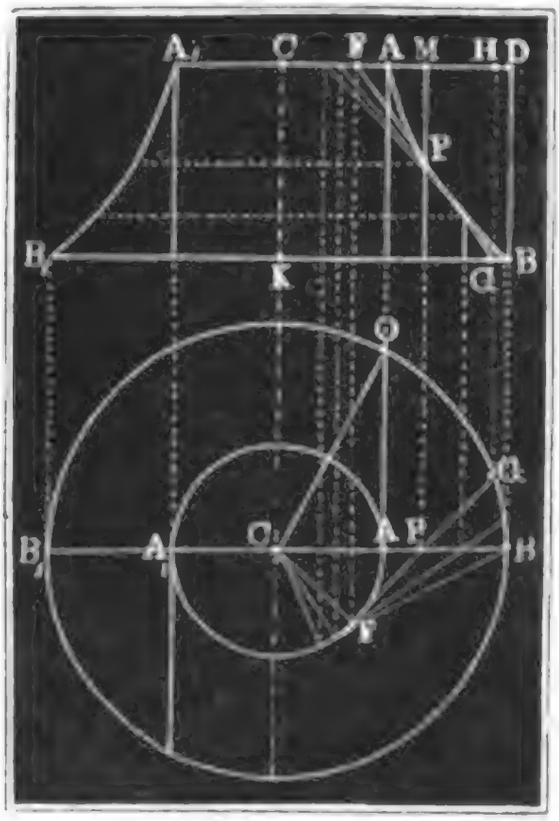
Soll endlich die Berührungslinie AB eine Länge von 8 Zoll erhalten, so hat man die inneren Radhalbmesser

$r_1 = 52 \sin. 56^\circ, 15' = 43{,}24$ Zoll und $r_2 = 52 \sin. 13^\circ, 45' = 12{,}36$ Zoll,

und die entsprechenden Centralabstände oder Kegelhöhen

$h_1 = 52 \cos. 56^\circ, 15' = 28{,}89$ und $h_2 = 52 \cos. 13^\circ, 45' = 50{,}51$ Zoll.

Hyperboloid. Fig. 115.



§. 39. Die Entstehung eines Hyperboloides, wonach ein Hyperboloidenrad zu construiren ist, läßt sich durch Betrachtung der Fig. 115 nachweisen. Es sind AA_1 und BB_1 zwei parallele Grundkreise, welche in dem Abstande $CK = h$ von einander abstehen, und es ist die Gerade FG, deren Horizontalprojection wir der Ordinate

$$AO = \sqrt{\overline{CO}^2 - \overline{CA}^2}$$

gleich machen wollen, die Erzeugungslinie, welche mit dem einen Endpunkte F im Kreise AA_1 und mit dem anderen im Kreise BB_1 fortrückt. Eine vertikale Mittelebene ABB_1A_1 schneidet die von FG beschriebene Fläche in zwei Curven AB

Digitized by Google

und $A_1 B_1$, von welchen wir nachweiſen werden, daß ſie einer Hyperbel angehören, deren Mittelpunkt mit dem Centrum C der kleineren Grundfläche und deren Axe mit dem Durchmeſſer dieſer Fläche zuſammenfällt. Für jeden Punkt P in der Linie AB iſt Hyperboloid.

$$\frac{PM}{GH} = \frac{FM}{FH} \text{ (Aufriß)} = \frac{FP}{FG} \text{ (Grundriß).}$$

Bezeichnen wir nun die Kreishalbmeſſer CA und KB durch a und r und die Coordinaten CM und MP des Punktes P durch x und y, ſo haben wir nach dem Grundriſſe:

$$FG = AO = \sqrt{r^2 - a^2} \text{ und } FP = \sqrt{\overline{CP}^2 - \overline{CF}^2} = \sqrt{x^2 - a^2},$$

und daher $\frac{y}{h} = \frac{\sqrt{x^2 - a^2}}{\sqrt{r^2 - a^2}}$, alſo $y = \frac{h\sqrt{x^2 - a^2}}{\sqrt{r^2 - a^2}} = \frac{b}{a}\sqrt{x^2 - a^2}$,

wenn die vierte Proportionale $\frac{ha}{\sqrt{r^2 - a^2}}$ von $\sqrt{r^2 - a^2}$, a und h durch b bezeichnet wird. Nun iſt aber $y = \frac{b}{a}\sqrt{x^2 - a^2}$ die Gleichung einer Hyperbel (ſ. Ingenieur, S. 214) von den Halbaxen a und b. daher auch AB ein Hyperbelbogen und A der Scheitel deſſelben, ſowie $AB B_1 A_1$ ein durch Umdrehung dieſes Bogens um die Axe CK erzeugtes Hyperboloid.

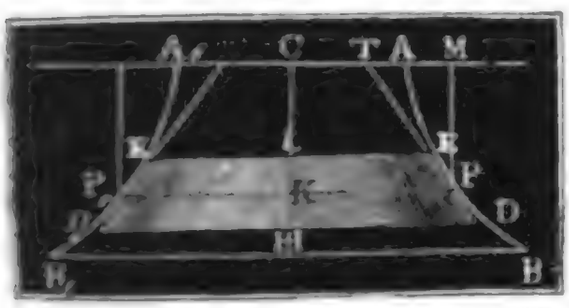
Setzt man den Winkel, welchen die Erzeugungslinie FG mit einer Geraden parallel zur Axe CK einſchließt, $= \delta$, alſo den Winkel, unter welchem ſie die Grundflächen durchſchneidet, $= 90^0 - \delta$, ſo haben wir

$$tang.\,\delta = \frac{\sqrt{r^2 - a^2}}{h} = \frac{a}{b}, \text{ und daher einfacher}$$

$$y = \sqrt{x^2 - a^2} \,.\, cotg.\,\delta, \text{ ſowie } x = \sqrt{a^2 + y^2\,(tang.\,\delta)^2}.$$

Für große x hat man annähernd $y = x\,cotg\,\delta$, woraus folgt, daß ſich das Hyperboloid immer näher und näher an einen Kegelmantel anſchließt, je mehr man daſſelbe erweitert. Die Seite dieſes Mantels oder des ſogenannten Aſymptotenkegels ſchließt mit der Axe CK denſelben Winkel δ ein wie die Erzeugungslinie FG mit einer Parallele zu CK.

Fig. 116.



Der Winkel $PTM = \alpha$, Figur 116, unter welchem die Tangente PT irgend eines Punktes P der Hyperbel AB die Abſciſſenaxe CA ſchneidet, iſt durch die Tangentenformel

$$tang\,\alpha = \frac{b}{a} \cdot \frac{x}{\sqrt{x^2 - a^2}} = \frac{x\,cotg.\,\delta}{\sqrt{x^2 - a^2}} \text{ beſtimmt.}$$

Digitized by Google

Hyperboloid. Dieser Winkel ist zugleich die Seitenneigung TDH einer Kegelzone DD_1EE_1, welche eine ebenso hohe Hyperboloidenzone in der Mitte PP_1 berührt, und daher annähernd für diese gesetzt werden kann. Ist e die Höhe HL dieser Zone und r ihr mittlerer Halbmesser $PK = CM = x$, so hat man für die Halbmesser $HD = r_1$ und $LE = r_2$ der Grundflächen der Kegelzone

$$r_1 = r + \tfrac{1}{2}\, e\, cotg.\, \alpha = r + \tfrac{1}{2}\, \frac{e}{r}\, \sqrt{r^2 - a^2}\; tang.\, \delta \text{ und}$$

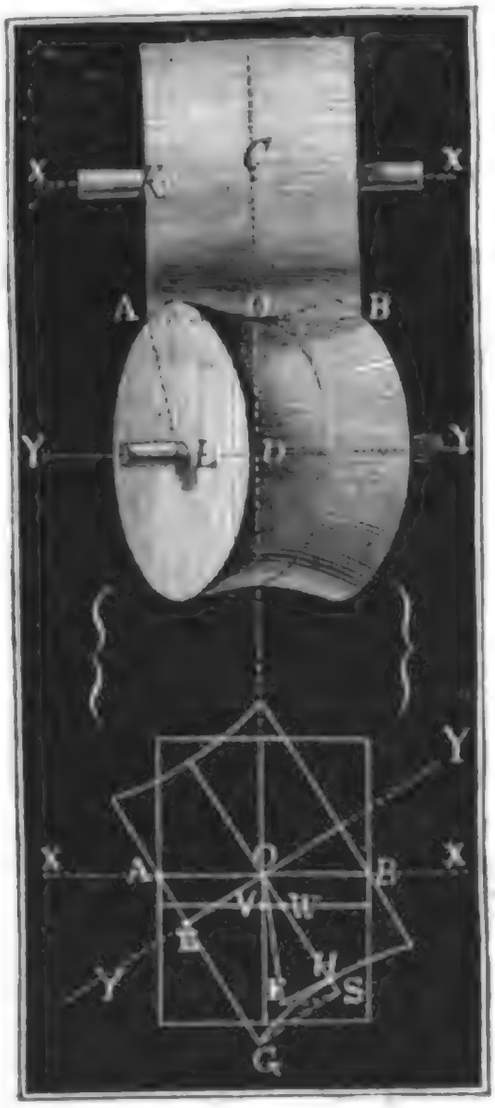
$$r_2 = r - \tfrac{1}{2}\, e\, cotg.\, \alpha = r - \tfrac{1}{2}\, \frac{e}{r}\, \sqrt{r^2 - a^2}\; tang.\, \delta.$$

Da endlich die Axenprojection der Erzeugungslinie des Hyperboloides APP_1A_1: $CK = h = \sqrt{r^2 - a^2}\; cotg.\, \delta$ ist, so hat man auch

$$r_1 = r + \tfrac{1}{2}\, \frac{eh}{r}\, (tang.\, \delta)^2 \text{ und } r_2 = r - \tfrac{1}{2}\, \frac{eh}{r}\, (tang.\, \delta)^2.$$

Hyperboloidenräder. §. 40. Die Anwendung der Hyperboloide bei den Rädern soll in Folgendem gezeigt werden. Es sei ACB, Fig. 117, ein cylindrisches Rad, welches auf der Welle XX sitzt, und ADB ein anderes Rad auf der Welle YY, welches von jenem in Umdrehung zu setzen ist. Soll nun die Berührung beider Räder in einer Seite AB des ersten Rades erfolgen, so wird jedenfalls der Umfang des zweiten Rades eine Rotationsfläche sein müssen, welche entsteht, wenn AB in unveränderlichem Abstande um YY herumgeführt wird. Liegen XX und YY in einer Ebene, so ist diese Fläche ein Kegel, befinden sich aber dieselben in verschiedenen Ebenen, wie in der Abbildung, so bildet sie nach dem Vorhergehenden ein Hyperboloid. Während das cylindrische Rad über seiner ganzen Breite AB hin einen und denselben Halbmesser $CO = KA = r_1$ hat, ist der Halbmesser des Hyperboloidenrades veränderlich; er ist am kleinsten an der Stelle, wo die Radaxen XX und YY einander am nächsten stehen, und fällt immer größer und größer aus, je mehr er von dem kürzesten Abstande $CD = d$ zwischen diesen Axen

Fig. 117.



Digitized by Google

entfernt ist. Der kleinste oder Halshalbmesser des Hyperboloidenrades ist Hyperboloidenräder.
$a = d - r_1$, für einen andern Halbmesser $AL = x$ (Aufriß) im Abstande $OE = y$ (Grundriß) vom Perpendikel CD ist nach dem Vorausgeschickten, wenn noch der Winkel AOE, um welchen die Berührungslinie AB oder Axe XX von einer Parallelen zu YY abweicht, mit δ bezeichnet wird, $x = \sqrt{a^2 + y^2 (tang.\,\delta)^2}$, oder, wenn man das Perpendikel AE, d. i. die Projection $y\,tang.\,\delta$ der Berührungslinie AO auf die Grund- oder Endfläche AL des Hyperboloides mit z bezeichnet, $x = \sqrt{a^2 + z^2}$.

Um hiernach einen Halbmesser $OS = EG$ (Grundriß) construirend zu finden, hat man zu dem Halbmesser $OH = a$ des Halses oder der Kehle und der Projection $AE = FH = z$ als Katheten, die Hypotenuse $OF = OS$ anzugeben.

Die Umfangsgeschwindigkeiten beider Räder sind nicht gleich; während der Umfang des cylindrischen Rades einen Weg OV (Grundriß) zurücklegt, durchläuft der Halsumfang des Hyperboloidenrades im Abstande $DO = a = r_2$ (Aufriß) einen Weg OW (Grundriß); es ist $OV = OW\,cos.\,\delta$, und also auch für die entsprechenden Geschwindigkeiten c_1 und c_2:

$$c_1 = c_2\,cos.\,\delta.$$

Sind u_1 und u_2 die Umdrehungszahlen, so hat man nach §. 26 auch

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{u_1 r_1}{u_2 r_2};$$

verbindet man daher diese beiden Gleichungen mit einander, so erhält man das Umsetzungsverhältniß $\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1}{r_2\,cos.\,\delta}$.

Giebt man ψ, d und δ, so hat man

$$r_1 = \frac{\psi\,cos.\,\delta\,.\,d}{1 + \psi\,cos.\,\delta} \text{ und } r_2 = \frac{d}{1 + \psi\,cos.\,\delta}.$$

Beispiel. Für ein hyperboloidisches Räderwerk, wie Fig. 117, dessen Axen um die Normale $CD = d = 50$ Zoll von einander abstehen, und bei Zurückführung auf einen gemeinschaftlichen Durchschnittspunkt einen Winkel δ von 25 Grad zwischen sich einschließen, hat man bei dem Umsetzungsverhältnisse $\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{2}{5}$, da $cos.\,\delta = cos.\,25^\circ = 0{,}9063$ ist, die Radhalbmesser

$$r_1 = \frac{0{,}4\,.\,0{,}9063\,.\,50}{1 + 0{,}4\,.\,0{,}9063} = \frac{18{,}126}{1{,}3625} = 13{,}30 \text{ Zoll und}$$

$$r_2 = \frac{50}{1{,}3625} = 36{,}70 \text{ Zoll.}$$

Giebt man dem cylindrischen Rade eine Dicke von 6 Zoll, nimmt man also $AO = e = 3$ Zoll, so erhält man die Dicke des Hyperboloidenrades:

$$2e_1 = 2e\,cos.\,\delta = 6\,cos.\,25^\circ = 5{,}44 \text{ Zoll, ferner}$$

$$AE = z = e\,sin.\,\delta = 3\,.\,0{,}4226 = 1{,}27 \text{ Zoll}$$

und endlich die Halbmesser der äußern Grundflächen des Hyperboloidenrades:

$$s = \sqrt{a^2 + z^2} = \sqrt{r_1^2 + z^2} = \sqrt{1348{,}50} = 36{,}72 \text{ Zoll.}$$

Digitized by Google

Hyperboloidenräder.

§. 41. Man kann auch das cylindrische Rad durch ein anderes Hyperboloidenrad, wie in Fig. 118 zu ersehen ist, ersetzen, ohne die Berührungslinie AB zu verändern. Dieses zweite Rad ist übrigens ganz so anzuordnen und zu construiren wie das erste. Setzen wir die Länge der Berührungslinie $AB = 2l$, also ihre halbe Länge $AO = BO = l$, und bezeichnen wir die Winkel AOX und AOY (Grundriß), welche die auf denselben Punkt O zurückgeführten Radaxen mit AB einschließen, durch δ_1 und δ_2, so haben wir die Projectionen von $AO = l$ auf die äußeren Grundflächen beider Räder:

$AE_1 = z_1 = AO\,sin.\,\delta_1 = l\,sin.\,\delta_1$

und

$AE_2 = z_2 = AO\,sin.\,\delta_2 = l\,sin.\,\delta_2$;

ferner die Raddicken

$e_1 = 2\,OE_1 = 2\,l\,cos.\,\delta_1$ und

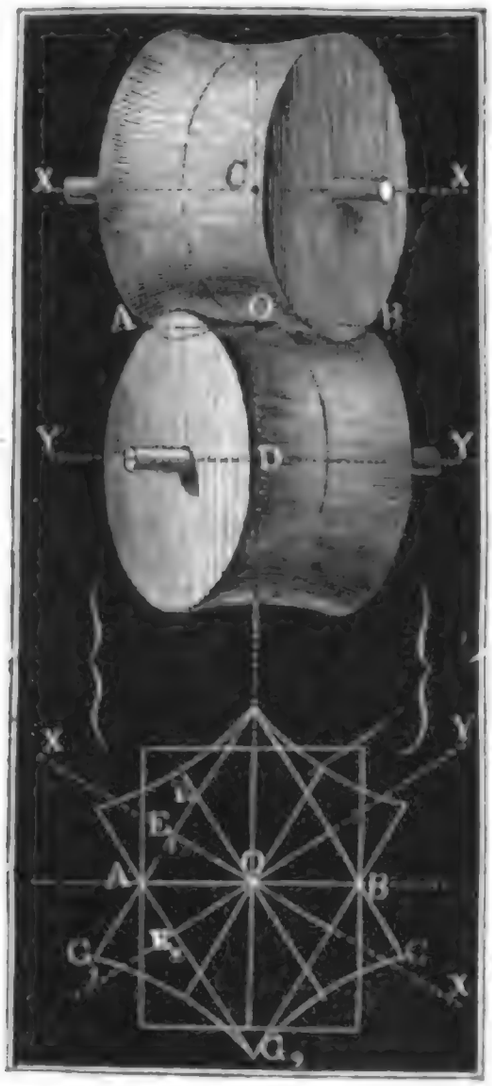
$e_2 = 2\,l\,cos.\,\delta_2$,

und endlich die äußeren Radhalbmesser

$E_1G_1 = x_1 = \sqrt{r_1^2 + z_1^2}$ und

$E_2G_2 = x_2 = \sqrt{r_2^2 + z_2^2}$.

Fig. 118.



Das Geschwindigkeitsverhältniß zwischen beiden Rädern ist durch die Winkel δ_1 und δ_2 bestimmt. Setzen wir die Geschwindigkeit des Rades ACB im Abstande $CO = r_1$, $= c_1$ und die des Rades ADB im Abstande $DO = r_2$, $= c_2$ die des imaginären Cylinderrades aber $= c$, so haben wir nach dem Vorhergehenden $c = c_1\,cos.\,\delta_1$ und auch $c = c_2\,cos.\,\delta_2$; daher folgt $c_1\,cos\,\delta_1 = c_2\,cos.\,\delta_2$, also $\frac{c_1}{c_2} = \frac{cos.\,\delta_2}{cos.\,\delta_1}$, und da $\frac{c_1}{c_2}$ auch $= \frac{u_1 r_1}{u_2 r_2}$ ist, $\frac{u_1 r_1}{u_2 r_2} = \frac{cos.\,\delta_2}{cos.\,\delta_1}$, also das Umsetzungsverhältniß:

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{r_1\,cos.\,\delta_1}{r_2\,cos.\,\delta_2}.$$

Ist d, ψ, und δ gegeben, so hat man wie oben

$$r_1 = \frac{\psi\,d\,cos\,\delta_2}{cos.\,\delta_1 + \psi\,cos.\,\delta_2} \text{ und } r_2 = \frac{d\,cos.\,\delta_1}{cos.\,\delta_1 + \psi\,cos.\,\delta_2}.$$

Beispiel. Wenn der Normalabstand beider Radaxen 40 Zoll und das Umsetzungsverhältniß $\psi = {}^3/_4$ betragen soll, so hat man bei den Axenwinkeln

Digitized by Google

$\delta_1 = 45°$ und $\delta_2 = 45°$, alſo $\delta = 90°$, wie bei einem gewöhnlichen cylindriſchen Räderwerke, $r_1 = \frac{\psi d}{1+\psi} = \frac{1{,}5 \cdot 40}{2{,}5} = 24$ Zoll und $r_2 = \frac{40}{2{,}5} = 16$ Zoll. Hyperboloidenräder.

§. 42. Räder, welche ſich außerhalb des kürzeſten Abſtandes CD zwiſchen beiden Axen XX und YY, Fig. 119, berühren, müſſen die Formen abgeſtumpfter Hyperboloide ABM und ABL erhalten. Die Conſtruction dieſer Hyperboloide mittels der Kehlhalbmeſſer $CO = r_1$ und $DO = r_2$, ſo wie der Axenwinkel $AOX = \delta_1$ und $AOY = \delta_2$ (Grundriß) bleibt übrigens genau die oben angegebene. Damit die Bewegung möglichſt unmittelbar von einem Rade auf das andere übergetragen werde, müſſen ſich beide Räder an allen Stellen der Linie AB mathematiſch berühren. In dieſem Falle nimmt bei Anwendung eines gewiſſen Druckes das eine Rad das andere durch die bloße Reibung mit herum; außerdem aber ſind Zähne oder Kerben in den Radumfängen unumgänglich nothwendig. Es iſt alſo erforderlich, daß beide Radumfänge an jeder Stelle der Linie AB eine gemeinſchaftliche Berührungsebene haben, daß alſo auch an jeder Stelle von AB die Berührungsebene des einen Rades denſelben Neigungswinkel mit der Ebene parallel zu beiden Radaxen einſchließe, wie die des anderen.

Fig. 119.

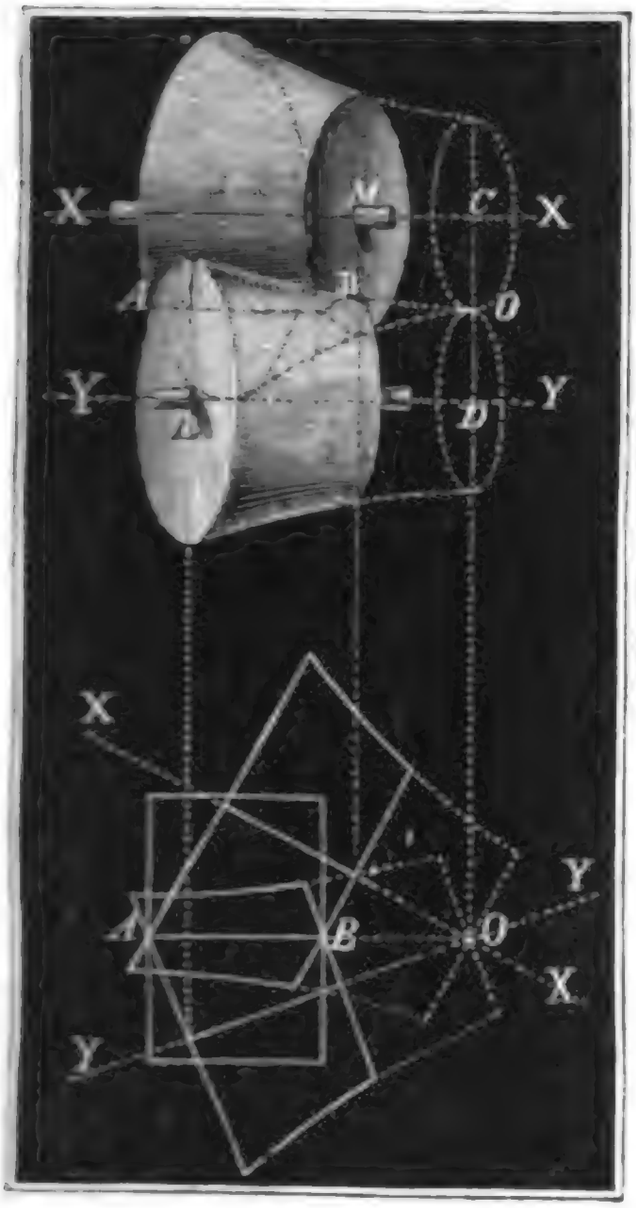
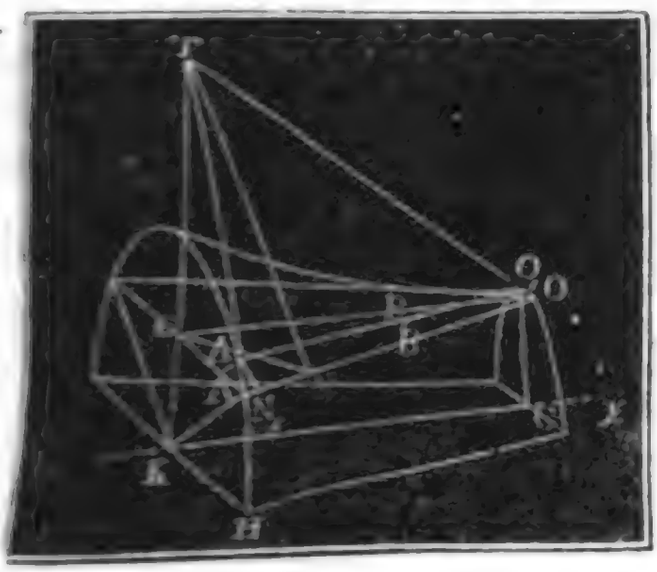


Fig. 120.



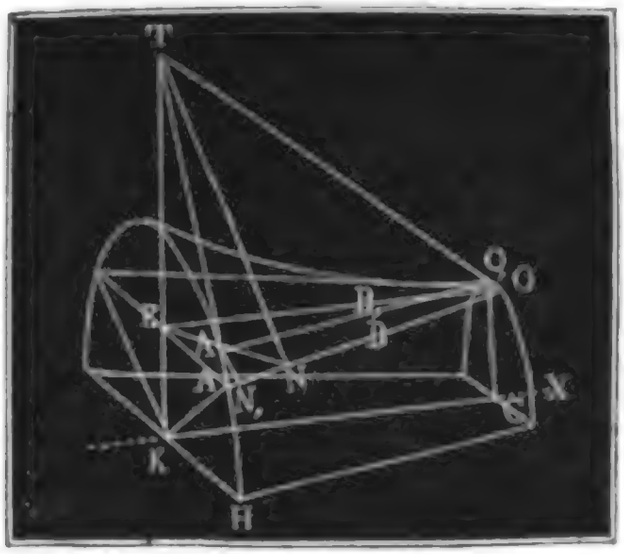
Jedenfalls iſt die Ebene ATO, Fig. 120, durch die Erzeugungslinie AB (AO) und durch die Tangente AT an den Leitungs- oder Umdrehungskreis AHK Be-

Digitized by Google

Hyperboloiden-räder.

rührungsebene im Punkte A, und der Winkel TNE, welchen die Perpendikel EN und TN auf AO zwischen sich einschließen, Neigungswinkel dieser Ebene gegen die parallel zu beiden Radaxen gelegte Grundebene EAO oder KHC. Setzen wir diesen Winkel $= \Theta$, so haben wir

Fig. 121.



$$tang.\,\Theta = \frac{ET}{EN},$$

oder, da einer bekannten Eigenschaft des Kreises zu Folge,

$$ET = \frac{\overline{EA^2}}{EK} \text{ ist,}$$

$$tang.\,\Theta = \frac{\overline{EA^2}}{EK \,.\, EN}.$$

Nun ist aber $EK = OC = r_1$, ferner

$$EN = EA\,cos.\,AEN = EA\,cos.\,\delta_1 \text{ und}$$
$$EA = OA\,sin\,AOE = l\,sin.\,\delta_1, \text{ daher}$$

$$tang\;\Theta = \frac{l\,sin.\,\delta_1}{r_1\,cos.\,\delta_1} = \frac{l}{r_1}\;tang.\,\delta_1.$$

Setzt man r_2 und δ_2 statt r_1 und δ_1 ein, so erhält man für den Neigungswinkel der Berührungsebene des zweiten Rades

$$tang.\,\Theta = \frac{l}{r_2}\;tang.\,\delta_2,$$

und daher durch Gleichsetzen beider Tangenten folgende Bedingung für die mathematische Berührung beider Hyperboloidenräder

$$\frac{tang.\,\delta_1}{r_1} = \frac{tang.\,\delta_2}{r_2}, \quad \text{oder} \quad \frac{tang.\,\delta_1}{tang.\,\delta_2} = \frac{r_1}{r_2}.$$

§. 43. Das Geschwindigkeits- oder Umsetzungsverhältniß des Hyperboloidenräderwerkes in Fig. 119 entwickelt sich auf folgende Weise. Kommt die Berührungslinie AO, Fig. 121 in die Lage A_1O_1, so rückt der Punkt A im Umfange des Umdrehungskreises AHK um einen Weg AA_1 fort, während seine Projection in einer Normalebene zu AO den Weg N_1A_1 zurücklegt, und es ist auch $\frac{AA_1}{N_1A_1} = \frac{AT}{NT}$ das Verhältniß $\frac{c_1}{c}$ zwischen der Umfangsgeschwindigkeit des Rades AHK und ihrer Projection rechtwinkelig auf AO. Nun hat man aber

$$NT^2 = AT^2 - AN^2, \text{ ferner}$$

$$\frac{AT}{AE} = \frac{KA}{KE} = \frac{r_1}{r_1} \text{ und } AN = AE\,sin.\,\delta_1;$$

Digitized by Google

daher folgt denn $\frac{c_1}{c} = \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}$, Hyperboloiden-räder.

sowie für ein zweites Rad

$$\frac{c_2}{c} = \frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}},$$

und endlich das Geschwindigkeitsverhältniß beider in Berührung stehenden Radumfänge:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{x_1}{x_2} \cdot \frac{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}.$$

Jetzt folgt das Umsetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{c_2}{c_1} \cdot \frac{x_1}{x_2} = \frac{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}},$$

oder, wenn man $x_1^2 = r_1^2 + a^2 \sin.\delta_1^2$ und $x_2^2 = r_2^2 + a^2 \sin.\delta_2^2$ einführt, $\psi = \sqrt{\frac{a^2 \sin.\delta_1^2 + r_1^2 \cos.\delta_1^2}{a^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \cos.\delta_2^2}}$.

Damit sich die Räder mathematisch berühren, muß aber

$$\frac{r_1^2}{r_2^2} = \frac{tang.\delta_1^2}{tang.\delta_2^2} = \frac{\sin.\delta_1^2}{\cos.\delta_1^2} \cdot \frac{\cos.\delta_2^2}{\sin.\delta_2^2},$$

also $r_1^2 \cos.\delta_1^2 = \frac{\sin.\delta_1^2}{\sin.\delta_2^2} \cdot r_2^2 \cos.\delta_2^2$ sein, daher folgt

$$a^2 \sin.\delta_1^2 + r_1^2 \cos.\delta_1^2 = \frac{a^2 \sin.\delta_1^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \sin.\delta_1^2 \cos.\delta_2^2}{\sin.\delta_2^2}$$

$$= \left(\frac{\sin.\delta_1}{\sin.\delta_2}\right)^2 (a^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \cos.\delta_2^2)$$

und das Umsetzungsverhältniß sehr einfach $\psi = \frac{\sin.\delta_1}{\sin.\delta_2}$, und genau wie bei den conischen Rädern.

Ist ψ und $\delta = \delta_1 + \delta_2$ gegeben, so findet man wie bei Kegel- oder Winkelrädern

aus $\left\{ \begin{array}{l} 1)\ \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \frac{\delta}{2} \\ 2)\ tang.\left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2}\right) = \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \cdot tang.\ \frac{\delta}{2} \end{array} \right\}$

$$\delta_1 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} + \frac{\delta_1 - \delta_2}{2} \text{ und}$$

$$\delta_2 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} - \frac{\delta_1 - \delta_2}{2}.$$

Ist ferner noch der kürzeste Axenabstand d gegeben, so erhält man noch

Digitized by Google

Hyperboloiden-räder.

die Kehlhalbmesser r_1 und r_2 durch die Formeln

$$r_1 = \frac{d\,tang.\,\delta_1}{tang.\,\delta_1 + tang.\,\delta_2} \text{ und } r_2 = \frac{d\,.\,tang.\,\delta_2}{tang.\,\delta_1 + tang.\,\delta_2}.$$

Giebt man endlich noch den Abstand l eines Berührungspunktes A von der kürzesten Linie $CD = d$ zwischen beiden Radaxen, so hat man die entsprechenden Radhalbmesser $x_1 = \sqrt{r_1^2 + l^2\,sin.\,\delta_1^2}$ und

$$x_2 = \sqrt{r_2^2 + l^2\,sin.\,\delta_2^2}$$

Anmerkung. Nimmt man $\delta_1 = \delta_2 = 0$, so erhält man $x_1 = r_1$ und $x_2 = r_2$, sowie $\psi = \frac{r_1}{r_2}$, nimmt man aber $r_1 = r_2 = 0$, so hat man $x_1 = l\,sin.\,\delta_1$ und $x_2 = l\,sin.\,\delta_2$, und es bleibt $\psi = \frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2}$. Im ersten Falle hat man es mit einem Cylinder- und im zweiten mit einem Kegelräderwerke zu thun, und es sind diese Folgerungen mit dem Obigen im vollkommensten Einklang.

Beispiel. Soll ein hyperboloidisches Räderwerk construirt werden, dessen kürzester Axenabstand $d = 20$ Zoll, Axenwinkel $\delta = 90°$ und Umsetzungsverhältniß $\psi = 2/1$ ist, so hat man für dasselbe, da in diesem Falle $sin.\,\delta_2 = cos\,\delta_1$, also $\frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2} = \frac{sin.\,\delta_1}{cos.\,\delta_1} = tang.\,\delta_1 = 2$ ist,

$$\delta_1 = 63°,26' \text{ und } \delta_2 = 26°,34'.$$

Ferner folgt der Halshalbmesser $r_1 = \frac{20\,.\,2}{2 + 1/2} = 80/5 = 16$ und

$$r_2 = \frac{20\,.\,1/2}{2 + 1/2} = 4 \text{ Zoll.}$$

Sollen endlich die beiden äußersten Berührungspunkte der Räder um 30 und 38 Zoll von dem kürzesten Axenabstande d entfernt sein, so hat man die entsprechenden Radhalbmesser für das eine Rad:

$x_1 = \sqrt{16^2 + 30^2\,(sin.\,63°,26')^2} = \sqrt{809,44} = 28,45$ Zoll,

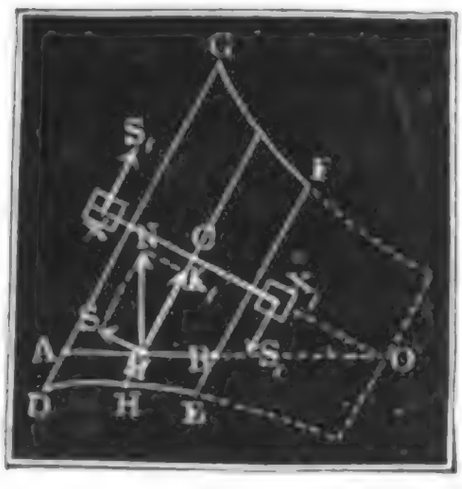
und $= \sqrt{16^2 + 38^2\,(sin.\,63°,26')^2} = \sqrt{1043,96} = 32,31$ Zoll,

und für das andere Rad:

$x_2 = \sqrt{4^2 + 30^2\,(sin.\,26°,34')^2} = \sqrt{86,59} = 9,31$ Zoll,

und $= \sqrt{4^2 + 38^2\,(sin.\,26°,34')^2} = \sqrt{129,25} = 11,37$ Zoll.

Fig. 122.



§. 44. Die Hyperboloidenräder stehen den Cylinder- und Kegelrädern nicht allein wegen der größeren Zahn- sondern auch wegen der größeren Axenreibung nach. Die Normalkraft N, Fig. 122, mit welcher ein Rad auf das andere wirkt, zerlegt sich in eine Seitenkraft K, in der Umdrehungsebene und in eine Seitenkraft S parallel zur Radaxe XX; jene bringt genau denselben Axendruck hervor, wie die Umdrehungskraft bei den

Digitized by Google

Hyperboloider räder.

daher folgt denn $\frac{c_1}{c} = \frac{x_1}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}$,

sowie für ein zweites Rad

$$\frac{c_2}{c} = \frac{x_2}{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}},$$

und endlich das Geschwindigkeitsverhältniß beider in Berührung stehenden Radumfänge:

$$\frac{c_1}{c_2} = \frac{x_1}{x_2} \cdot \frac{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}.$$

Jetzt folgt das Umsetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{c_2}{c_1} \cdot \frac{x_1}{x_2} = \frac{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}{\sqrt{x_2^2 - r_2^2 \sin.\delta_2^2}},$$

oder, wenn man $x_1^2 = r_1^2 + a^2 \sin.\delta_1^2$ und $x_2^2 = r_2^2 + a^2 \sin.\delta_2^2$ einführt, $\psi = \sqrt{\frac{a^2 \sin.\delta_1^2 + r_1^2 \cos.\delta_1^2}{a^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \cos.\delta_2^2}}$.

Damit sich die Räder mathematisch berühren, muß aber

$$\frac{r_1^2}{r_2^2} = \frac{tang.\delta_1^2}{tang.\delta_2^2} = \frac{\sin.\delta_1^2}{\cos.\delta_1^2} \cdot \frac{\cos.\delta_2^2}{\sin.\delta_2^2},$$

also $r_1^2 \cos.\delta_1^2 = \frac{\sin\delta_1^2}{\sin.\delta_2^2} \cdot r_2^2 \cos.\delta_2^2$ sein, daher folgt

$$a^2 \sin.\delta_1^2 + r_1^2 \cos.\delta_1^2 = \frac{a^2 \sin.\delta_1^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \sin.\delta_1^2 \cos.\delta_2^2}{\sin.\delta_2^2}$$

$$= \left(\frac{\sin.\delta_1^2}{\sin.\delta_2^2}\right)^2 \cdot (a^2 \sin.\delta_2^2 + r_2^2 \cos.\delta_2^2)$$

und das Umsetzungsverhältniß sehr einfach, also $\psi = \frac{\sin.\delta_1}{\sin.\delta_2}$, genau wie bei den conischen Rädern.

Ist ψ und $\delta = \delta_1 + \delta_2$ gegeben, so findet man wie bei Kegel- oder Winkelrädern

aus $\left\{ \begin{array}{l} 1)\ \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} = \frac{\delta}{2} \\ 2)\ tang.\left(\frac{\delta_1 - \delta_2}{2}\right) = \frac{\psi - 1}{\psi + 1} \cdot tang.\frac{\delta}{2} \end{array} \right\}$

$$\delta_1 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} + \frac{\delta_1 - \delta_2}{2} \text{ und}$$

$$\delta_2 = \frac{\delta_1 + \delta_2}{2} - \frac{\delta_1 - \delta_2}{2}.$$

Ist ferner der kürzeste Axenabstand d gegeben, so erhält man noch

Digitized by Google

Hyperboloidenräder. die Kehlhalbmesser r_1 und r_2 durch die Formeln

$$r_1 = \frac{d\,tang.\,\delta_1}{tang.\,\delta_1 + tang.\,\delta_2} \text{ und } r_2 = \frac{d\,tang.\,\delta_2}{tang.\,\delta_1 + tang.\,\delta_2} \ldots$$

Giebt man endlich noch den Abstand l eines Berührungspunktes A von der kürzesten Linie $CD = d$ zwischen beiden Radaxen, so hat man die entsprechenden Radhalbmesser $x_1 = \sqrt{r_1^2 + l^2 sin.\,\delta_1^2}$ und

$$x_2 = \sqrt{r_2^2 + l^2 sin.\,\delta_2^2}.$$

Anmerkung. Nimmt man $\delta_1 = \delta_2 = 0$, so erhält man $x_1 = r_1$ und $x_2 = r_2$, sowie $\psi = \frac{r_1}{r_2}$; nimmt man aber $r_1 = r_2 = 0$, so hat man $x_1 = l\,sin.\,\delta_1$ und $x_2 = l\,sin.\,\delta_2$, und es bleibt $\psi = \frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2}$. Im ersten Falle hat man es mit einem Cylinder- und im zweiten mit einem Kegelräderwerke zu thun, und es sind diese Folgerungen mit dem Obigen im vollkommensten Einklang.

Beispiel. Soll ein hyperboloidisches Räderwerk construirt werden, dessen kürzester Arenabstand $d = 20$ Zoll, Arenwinkel $\delta = 90°$ und Umsetzungsverhältniß $\psi = 2/1$ ist, so hat man für dasselbe, da in diesem Falle $sin.\,\delta_2 = cos.\,\delta_1$, also $\frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2} = \frac{sin.\,\delta_1}{cos.\,\delta_1} = tang.\,\delta_1 = 2$ ist,

$$\delta_1 = 63°26' \text{ und } \delta_2 = 26°34'.$$

Ferner folgt der Halshalbmesser $r_1 = \frac{20 \,.\, 2}{2 + 1/2} = {}^{80}/_{5} = 16$ und

$$r_2 = \frac{20 \,.\, 1/2}{2 + 1/2} = 4 \text{ Zoll.}$$

Sollen endlich die beiden äußersten Berührungspunkte der Räder um 30 und 38 Zoll von dem kürzesten Arenabstande d entfernt sein, so hat man die entsprechenden Radhalbmesser für das eine Rad:

$x_1 = \sqrt{16^2 + 30^2\,(sin.\,63°\,26')^2} = \sqrt{975{,}98} = 31{,}24$ Zoll,

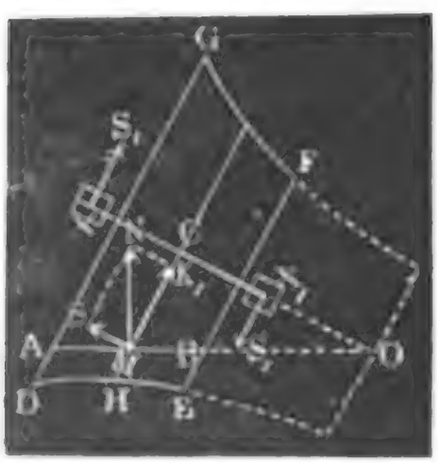
und $= \sqrt{16^2 + 38^2\,(sin.\,63°\,26')^2} = \sqrt{1411{,}20} = 37{,}57$ Zoll,

und für das andere Rad:

$x_2 = \sqrt{4^2 + 30^2\,(sin.\,26°\,34')^2} = \sqrt{196} = 14{,}00$ Zoll,

und $= \sqrt{4^2 + 38^2\,(sin.\,26°\,34')^2} = \sqrt{304{,}83} = 17{,}45$ Zoll.

Fig. 122.



§. 44. Die Hyperboloidenräder stehen den Cylinder- und Kegelrädern nicht allein wegen der größeren Zahn-, sondern auch wegen der größeren Axenreibung nach. Die Normalkraft N, Fig. 122, mit welcher ein Rad auf das andere wirkt, zerlegt sich in eine Seitenkraft K in der Umdrehungsebene, und in eine Seitenkraft S parallel zur Radaxe XX; jene bringt genau denselben Axendruck hervor, wie die Umdrehungskraft bei den

Digitized by Google

Cylinder- und Kegelrädern, diese hingegen sucht nicht allein das ganze Rad in der Axenrichtung fortzuschieben, sondern auch dasselbe um eine Linie rechtwinkelig zur Umdrehungsaxe zu drehen (s. I. §. 123). Ist M das Kraftmoment des Rades $DEFG$ und x_1 der mittlere Halbmesser CH desselben, so hat man die Umdrehungskraft $K_1 = \frac{M}{x_1}$, und da nun $K_1 c_1 = Nc$ ist, die Normalkraft $N = \frac{c_1}{c} K_1 = \frac{x_1 K_1}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}}$, und daher die Seitenkraft

Hyperboloidenräder.

$$S = \sqrt{N^2 - K_1^2} = \frac{r_1 \sin.\delta_1 \,.\, K_1}{\sqrt{x_1^2 - r_1^2 \sin.\delta_1^2}} = \frac{r_1 \sin.\delta_1 \,.\, K_1}{\sqrt{h^2 \sin.\delta_1^2 + r_1^2 \cos.\delta_1^2}},$$

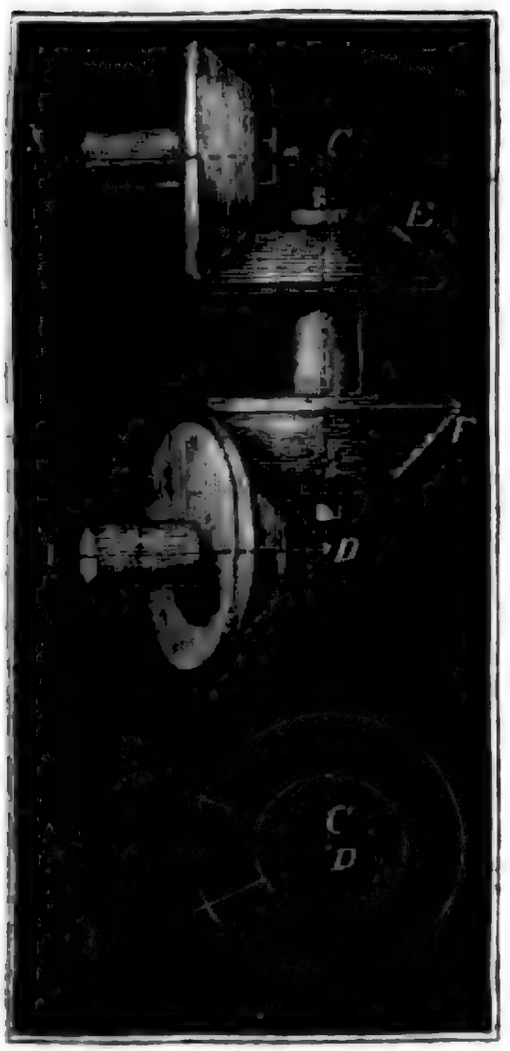
wobei h den Abstand CO des Radmittels C von dem Perpendikel zwischen beiden Radaxen bezeichnet, r_1 und δ_1 aber die oben angegebenen Bedeutungen haben.

Die Kraft S erzeugt eine Reibung an der Basis des Zapfens X, deren Moment bei dem Zapfenhalbmesser ϱ_1, $\frac{2}{3} \varphi S \varrho_1$ zu setzen ist, und dann eine Vergrößerung der Seitenreibung an beiden Zapfen X und X_1, die um so größer ausfällt, je kürzer die Radaxe XX_1 ist. Bezeichnen wir die Länge XX_1 dieser Axe durch l_1, so haben wir die Seitenkraft in jedem der Zapfen,

$$S_1 = \frac{x_1}{l_1} S,$$

und es ist nun hiernach mit Anwendung des in §. 28 Vorgetragenen die Seitenreibung selbst zu berechnen.

Fig. 123.

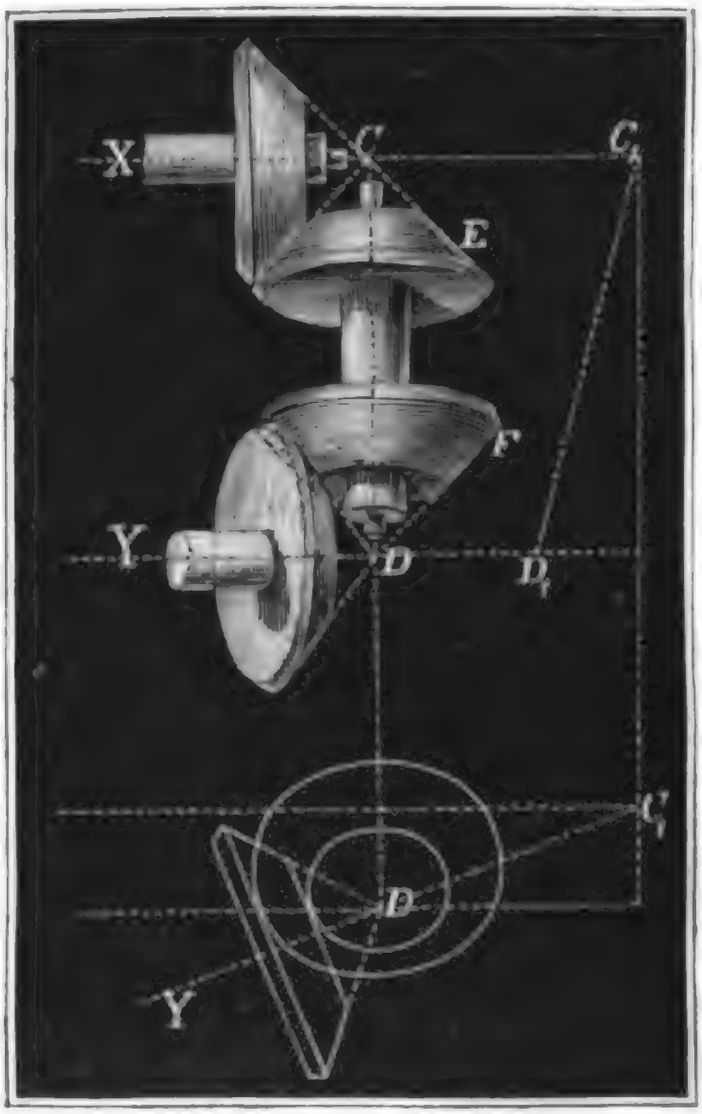


Wegen dieser Hindernisse wendet man daher auch oft statt zweier Hyperboloidenräder ein doppeltes conisches Räderwerk an. Es kommt hierbei nur darauf an, daß man die beiden Axenrichtungen CX und DY, Figur 123 und Fig. 124 (auf folgd. Seite), durch eine Linie CD verbindet, und diese zur Umdrehungsaxe einer Welle mit zwei Zwischenräder E und F macht.

Digitized by Google

Hyperboloidenräder. Bei der Anordnung in Figur 123 fällt diese Zwischenaxe CD mit dem Perpendikel zwischen den gegebenen Axen zusammen, bei der Anordnung

Fig. 124.



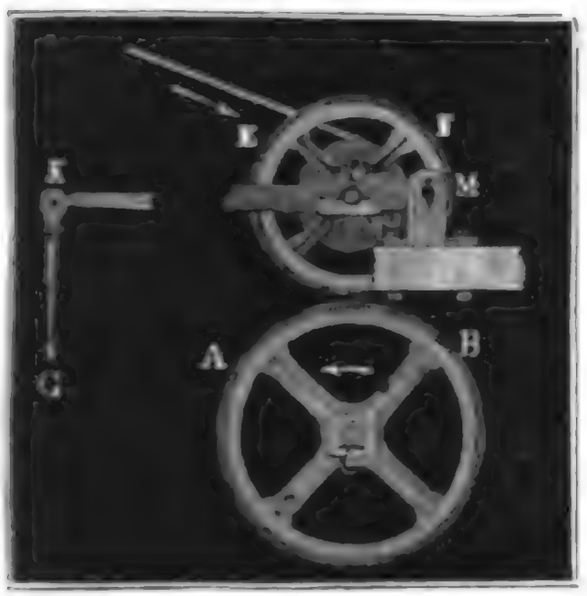
in Figur 124 liegt aber CD außerhalb des Perpendikels.

Reibungsräder §. 45. Wenn die Mittheilung der Bewegung durch bloße Berührung der Radumfänge bewirkt werden soll, so müssen die Räder, die man, zur Unterscheidung von den Riemen- und Zahnrädern, **Reibungsräder** nennen kann, mit einer gewissen Kraft gegen einander gepreßt werden, damit eine Reibung zwischen den Umfängen derselben entsteht, die mindestens der überzutragenden Kraft K gleich ist. Ist φ der Reibungscoefficient, so ist der nöthige Druck der Räder gegen einander $R = \frac{K}{\varphi}$, und damit dieser nicht unnöthig groß ausfalle, muß man φ durch richtige Auswahl der Materien und durch Rauhhalten der Berührungsflächen möglichst groß zu machen suchen. Deshalb läßt man gern Holz auf Holz, oder mindestens Holz auf Gußeisen laufen, oder belegt wohl gar den einen Radumfang mit Leder, und zwar vorzüglich mit Büffelleder. Es läßt sich annehmen, daß im Mittel für diese Materien $\varphi = 1/2$ sei, und daher ermessen, daß der nö-

Digitized by Google

thige Druck zwiſchen den Rädern mindeſtens $= 2K$ betragen müſſe. Bei den Riemenrädern iſt der Druck, mit welchem der Treibriemen die Räder gegen einander zieht, in der Regel, zumal wenn der mit Riemen bedeckten Bogen nahe den halben Radumfang einnimmt, kleiner als $2K$, und deshalb die Anwendung dieſer Räder vortheilhafter als die der Reibungsräder. Die Vergrößerung, welche die Zapfenreibungen beider Räder durch dieſen Druck R erleiden, ſind nach §. 28 zu beurtheilen. Ueberdies bieten aber die Reibungsräder noch den Uebelſtand dar, daß wenigſtens das eine von ihnen keine feſte Lagerung erhalten kann, da nur durch die Axenlager der Druck R auf das Rad übergetragen werden kann. Es werden deshalb die Reibungsräder auch nur ſelten, und in der Regel nur da angewendet, wo man es, wie z. B. bei Mühlen- oder Gichtaufzügen, mit einer unveränderlichen Laſt zu thun hat, und wo ein ſich oft wiederholendes In- und Außergangſetzen der Maſchine nöthig iſt. Reibungsräder.

Fig. 125.



Die Einrichtung eines ſolchen Räderwerkes iſt aus Fig. 125 zu erſehen. ACB iſt das feſtgelagerte Treibrad und EDF das bewegliche Getriebrad Die Zapfenlager des letzteren ſitzen in einem gegabelten Hebel KDM, der um M drehbar iſt, und durch eine bei K angreifende Kraft G auf oder nieder gedrückt wird, je nachdem das Getriebrad in oder außer Gang geſetzt werden ſoll.

§. 46. Die ſicherſte Mittheilung der rotirenden Bewegung findet jedenfalls nur bei den Zahnrädern (ſ. §. 25) Statt. Wir haben oben (§. 26) vorausgeſetzt, daß die mit einander arbeitenden Räder eine und dieſelbe Umfangsgeſchwindigkeit c haben, und es iſt nun nöthig, daß durch die Verzahnung der Radumfänge dieſer Forderung kein Eintrag geſchehe. Deshalb müſſen die Zähne nicht nur beſtimmte Formen haben, ſondern auch in vollkommen gleichen Abſtänden von einander ſtehen. Man nennt dieſe Abſtände die Theilung (franz. le pas; engl. the pitch) eines Räderwerkes, und trägt dieſe als Bögen auf diejenigen Kreiſe auf, in welchen man ſich die Räder in Berührung denken kann. Deshalb heißen auch dieſe Kreiſe die Theilkreiſe oder Theilriſſe des Räderwerkes (franz. cercles primitifs; engl. pitch circles). In der Regel legt man die Theilkreiſe mitten durch das Rad. Unter den Radhalbmeſſern (r_1 und r_2) werden ſtets die Halbmeſſer der Theilkreiſe verſtanden. Die Zähne der Stirn- Zähne.

Digitized by Google

Zähne. räder haben die Formen von Prismen, wie $AEDFB$, Fig. 126, die der Kegel- und Hyperboloidenräder aber die von abgeſtumpften Pyramiden, wie

Fig. 126.

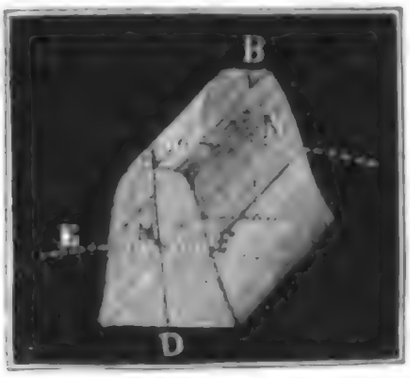
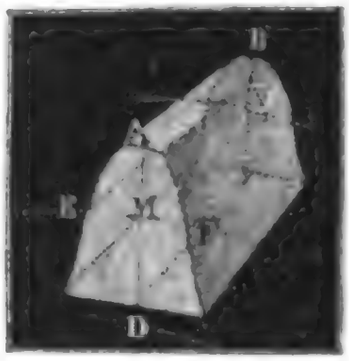


Fig. 127.



$AEDFB$, Fig. 127. Bei jenen iſt die gerade Erzeugungslinie in allen ihren Stellungen der Radaxe parallel, bei dieſen iſt ſie aber ſtets nach dem Axendurchſchnitte oder nach dem Berührungspunkte der Kehlkreiſe gerichtet. Als Leitlinie dient das Zahnprofil in der Theilkreisebene. Die End- oder Stirnflächen der Zähne legt man rechtwinkelig gegen die von der Erzeugungslinie gebildeten Seitenflächen. Sie fallen daher bei den Stirnrädern in eine Ebene winkelrecht zur Umdrehungsaxe und bei den Kegel- und Hyperboloidenrädern in einen Kegelmantel. Jeder Zahn beſteht aus einem Ober- oder Kopftheil, und aus einem Unter- oder Fußtheil; jener ſteht über dem Theilriß und dieſer unter demſelben. Die Seitenflächen des erſteren bilden die ſogenannte Zahnwölbung, die des letzteren werden aber die Seiten oder Flanken des Zahnes ſchlechtweg genannt. Die Zahnform iſt in der Regel eine ſymmetriſche; ſie läßt ſich durch eine Ebene ABD in zwei congruente Hälften theilen. Von den drei Dimenſionen eines Zahnes wird

die Breite AB (franz. largeur; engl. breath) in der Richtung der Radaxe, oder vielmehr der imaginären Berührungslinie MN,

die Dicke EF (franz. épaisseur; engl. thickness) im Umfang des Theilriſſes, und

die Höhe oder Länge AD deſſelben (franz. longueur; engl. length) radial oder vielmehr rechtwinkelig zur Berührungsebene zwiſchen den Radoberflächen gelegt.

Zahn- und Kammräder. §. 47. Wiewohl die Zähne gewöhnlich auf dem äußeren Radumfange feſtſitzen, oder aus demſelben hervorragen, ſo bringt man ſie doch auch zuweilen an der inneren Umfläche des Radkranzes, oder wohl gar an einer der Stirnflächen deſſelben an.

Im erſteren Falle hat man es mit

äußerer Verzahnung (franz. engrenage extérieur; engl. spur-wheels),

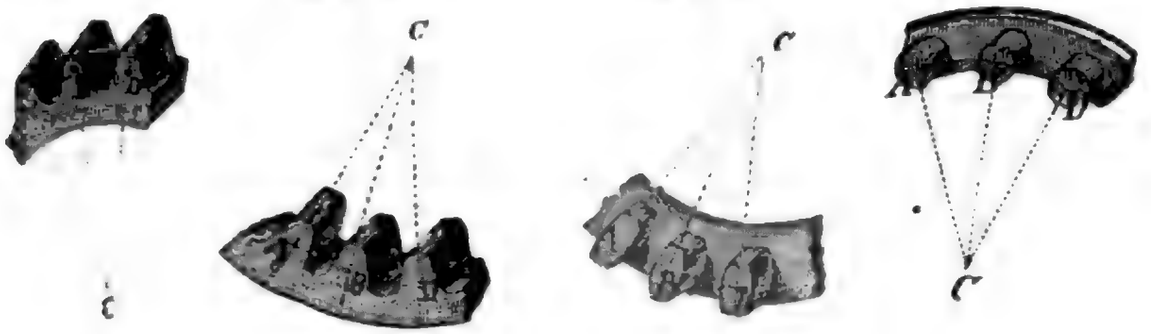
im zweiten aber mit

Zahn- und Kammräder.

innerer Verzahnung oder inneren Zahnrädern (franz. engrenage intérieur; engl. annular wheels) zu thun.

Fig. 128 zeigt ein Stück von einem Rade mit äußerer und Fig. 129 ein ſolches mit innerer Verzahnung, dort ſind die Zähne *A*, *B*, *D* vom Kranze aus radial auswärts, hier aber radial einwärts gerichtet. Die Rä-

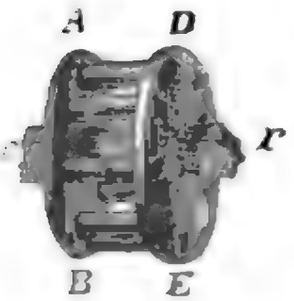
Fig 128. Fig. 129. Fig. 130. Fig. 131.



der mit Zähnen auf den Seitenflächen, wie in Fig. 130 und Fig. 131 zu ſehen iſt, heißen Kron- oder Kammräder (franz. roues à couronne, roues à chan; engl. crown wheels, face wheels). Man nennt ſehr gewöhnlich die Zähne dieſer Räder Kämme, unterſcheidet aber beſſer, wie die Engländer, Zähne (franz. dents; engl. teeths), von den Kämmen (franz. fuchons; engl. cogs), indem man die mit dem Radkranze ein Ganzes ausmachenden Zähne, Zähne ſchlechtweg, die in den Radkranz eingeſetzten Zähne (von Holz) Kämme nennt

Um das Biegen und Abbrechen langer Zähne zu verhindern, befeſtigt man dieſe auch oft mit ihren Enden in zwei parallelen Kränzen oder Scheiben *AB* und *DE*, wie z. B. in Fig. 132 zu ſehen iſt. Ein ſolches Rad nennt man dann gewöhnlich einen Drehling oder Trilling (franz. lanterne; engl. lantern, trundle, wallower), und die meiſt cylindriſch oder coniſch geformten Zähne deſſelben werden Triebſtöcke (franz. fuseaux; engl. staves) genannt. Ein kleines Rad, wo die Zähne oder Stäbe mit dem Rade aus einem Stücke gearbeitet ſind, nennen die Deutſchen gewöhnlich einen Kumpf.

Fig. 132.



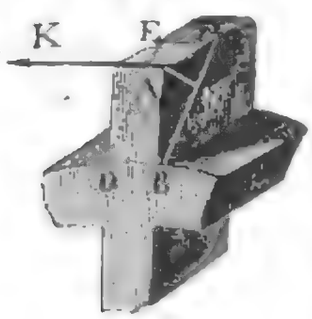
Wenn eine oscillirende oder abſetzende Bewegung im Kreiſe fortzupflanzen iſt, ſo bedarf man ſtatt eines ganzen Rades nur eines Radſectors, und wenn es ſich um eine hin- und hergehende geradlinige Bewegung handelt, ſo geht der Radſector in eine gezahnte Stange (franz. crémaillière; engl. rack) über. Die Theorie dieſer letzteren iſt von der der Zahnräder nicht verſchieden, denn man kann ſich die Zahnſtange als einen Radſector von unendlich großem Halbmeſſer denken.

Digitized by Google

Zahn- und Kämmräder.

§. 48. Das erste und wichtigste Element eines Zahnrades ist die Zahnstärke. Dieselbe hängt, wie wir sogleich beweisen wollen, nur von der Umdrehungskraft K ab. Da bei einer ungenauen Ausführung oder beim Dazwischenkommen eines kleinen Körpers, die Kraft K in dem äußersten Eckpunkte A, Fig. 133, des Zahnes angreifen kann, so erfordert es die Sicherheit, diesen Eckpunkt A als Angriffspunkt anzunehmen, und eine solche Zahndicke anzuwenden, welche das Abbrechen der Ecke in der Fläche $BDEF$ verhindert. Ein Perpendikel AN vom Eckpunkte A gegen die angenommene Bruchfläche $ABEF$ ist der Hebelarm der Kraft Setzen wir den Winkel ABF, um welchen diese Bruchfläche von der Stirnfläche ABD abweicht, $= \varphi$, so haben wir diesen Hebelarm $AN = AB \sin. \varphi$ und die Breite der Bruchfläche

Fig. 133.



$$BF = \frac{AB}{\cos. \varphi}.$$

Bezeichnet man noch die Zahndicke BD (eigentlich ihren mittleren Werth) mit b und den Festigkeitsmodul mit K_1, so haben wir beim Abbrechen eines Balkens (s. I. §. 196)

$$AN \,.\, K = BF \,.\, \overline{BD^2} \,.\, \frac{K_1}{6}, \text{ d. i.}$$

$$AB \sin. \varphi \,.\, K = \frac{AB}{\cos. \varphi} \,.\, b^2 \,.\, \frac{K_1}{6}, \text{ folglich}$$

$$K = \frac{b^2 K_1}{6 \sin. \varphi \cos. \varphi} = \frac{b^2 K_1}{3 \sin. 2\varphi}.$$

Der Sicherheit wegen ist nun für φ derjenige Werth zu nehmen, der K zum Minimo, also den Nenner $3 \sin. 2\varphi$ zum Maximo macht. Nun wird aber $\sin. 2\varphi$ am größten, und zwar $=$ Eins, wenn $2\varphi = 90^0$, also $\varphi = 45^0$ ist, daher hat man also auch $\sin. 2\varphi = 1$ und

$$K = \frac{b^2 K_1}{3}, \text{ so wie umgekehrt,}$$

$$b = \sqrt{\frac{3K}{K_1}} \text{ zu setzen.}$$

Setzt man nach I. §. 198 für Gußeisen $\frac{K_1}{6} = 1000$ Pfund, so erhält man für Zähne aus diesem Stoffe, die Dicke

$$b = \sqrt{\frac{K}{2000}} = 0{,}0223 \sqrt{K},$$

wofür man aber wegen des allmäligen Abführens der Zähne

$$b = 0{,}03 \sqrt{K} \text{ nimmt.}$$

Digitized by Google

Die Kraft K bestimmt sich aus dem Arbeitsquantum L (Pferdekräfte), welche durch die Zähne von dem einen Rade auf das andere übergetragen wird, und aus der Umfangsgeschwindigkeit c (Fuß) mittels der Formel $K = \frac{510\,L}{c}$. Daher hat man denn die Stärke gußeiserner Zähne: Zahn- und Kammräder.

$$b = 0{,}03\sqrt{K} = 0{,}677\sqrt{\frac{L}{c}} = 7{,}26\sqrt{\frac{L}{ur}}\text{ Zoll,}$$

wofern u die Umdrehungszahl des Rades pr. Minute und r den in Zollen ausgedrückten Radhalbmesser bezeichnet.

Hölzerne Zähne müssen bei gleicher Sicherheit noch ein Mal so dick gemacht werden als gußeiserne; da man aber dieselben leicht auswechseln kann, und überdieß zu ihrer Anfertigung das festeste harte Holz (oder Wurzeln) von Weißbuche, Esche, Birnbaum, Essig- oder Vogelbeerbaum u. s. w. verwendet, so macht man sie oft nur um die Hälfte dicker als die gußeisernen Zähne, also

$$b = 0{,}045\sqrt{K} = 1{,}016\sqrt{\frac{L}{c}} = 10{,}89\sqrt{\frac{L}{ur}}\text{ Zoll.}$$

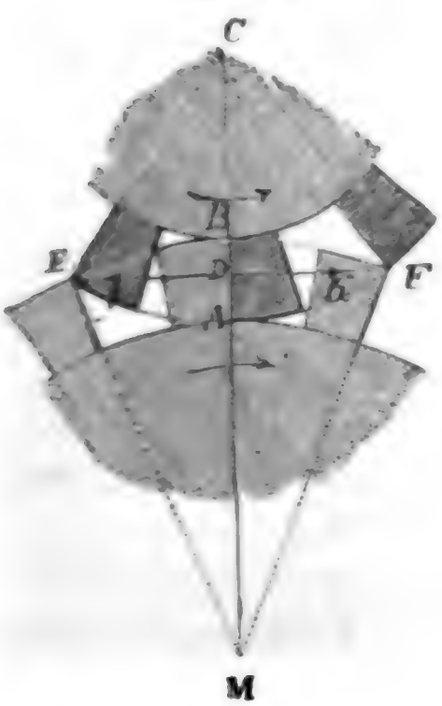
Die Zähne von Messing oder Rothguß erhalten um ein Drittel mehr Stärke als die von Gußeisen.

Endlich soll man Räderwerken, welche Stöße auszuhalten haben, wie z. B. bei Hammerwerken, Windmühlen u. s. w. stärkere Zähne geben, als die vorstehenden Regeln vorschreiben.

Beispiel. Für ein Zahnrad von 20 Zoll Halbmesser, welches pr. Minute 15 Umdrehungen zu machen und eine Leistung von 30 Pferdekräften fortzupflanzen hat, ist die Stärke seiner Zähne, wenn dieselben aus Gußeisen bestehen sollen:

$$b = 7{,}26\sqrt{\frac{30}{15.20}} = 7{,}26\sqrt{0{,}1} = 2{,}30\text{ Zoll.}$$

Fig. 134.



§. 49. Die Breite eines Zahnes, parallel zur Radaxe, oder vielmehr zur imaginären Berührungslinie gemessen, wird Zahndimensionen.

bei langsam umlaufenden Rädern:

$$l = 4\,b \text{ bis } 5\,b,$$

bei schnell umgehenden aber

$$l = 6\,b \text{ bis } 7\,b$$

gemacht.

Die Zahnhöhe oder Länge h ist von der Zahnform abhängig, und muß daher für jede Zahnform besonders bestimmt werden. Gewöhnlich ist jedoch

$$h = 1{,}2\,b \text{ bis } 1{,}5\,b.$$

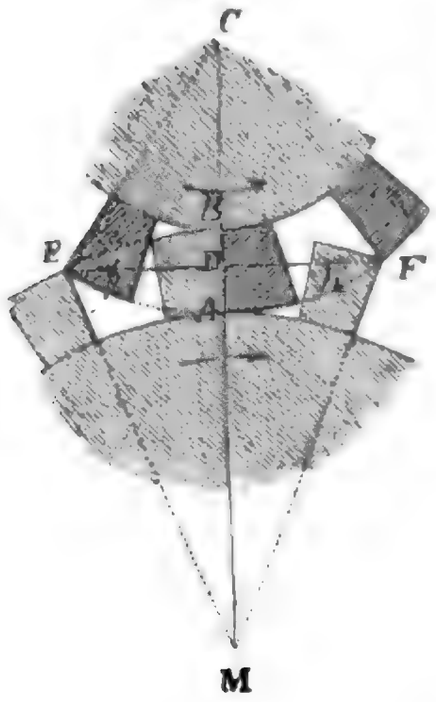
Wären die Zähn von ebenen Sei-

Digitized by Google

Zahndimensionen.

tenflächen begrenzt, wie z. B. Fig. 135 vor Augen führt, so würde die Zahnlänge $AB = h$ mindestens der Summe $AD + DB$ zweier Bogenhöhen AD und BD gleich sein müssen. Setzen wir die Hälfte $DE = DF$ der Sehne EF, welche den Anfangs- und Endpunkt des Eingriffes verbindet, $= s$, und die Halbmesser CE und ME oder CF und MF, $= r_1$ und r_2, so haben wir annähernd

Fig. 135.



$$AD = \frac{s^2}{2r_1} \text{ und } BD = \frac{s^2}{2r_2},$$

und daher die gesuchte Zahnlänge:

$$h = \frac{s^2}{2}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right).$$

Wenn, wie gewöhnlich, und wie auch aus der Figur zu ersehen ist, immer zwei Paar Zähne mit einander im Eingriff sind, also der Eingriff eines Zähnepaares (E) beginnt, wenn der Eingriff eines anderen (F) aufhört, so läßt sich $DE = DF =$ der Theilung s und also auch annähernd der doppelten Zahndicke $2b$ gleichsetzen. Auch kann man für r_1 und r_2 die Theilkreishalbmesser CD und MD substituiren.

Die Weite der Zahnlücke nimmt man, um das Einklemmen zu vermeiden, um ein Zehntel größer als die Zahndicke, jedoch geht man damit bei den auf das Genaueste ausgeführten Rädern aus Eisen oder Messing auf $1/15$ herab, und steigt bei wenig accurat herzustellenden Zahnrädern von Holz bis auf $1/7$. Halten wir die Mittelzahl $1/10$ fest, so bekommen wir für die Weite einer Zahnlücke $= 1{,}1\,b$ und daher die Theilung

$$s = b + 1{,}1\,b = 2{,}1\,b.$$

Um einen sanften Gang zu erhalten und dem starken Abführen der Zähne zu begegnen, macht man gern die Zähne des einen Rades von Holz, und stellt das andere Rad ganz aus Eisen her. Ist dann b_1 die Stärke eines eisernen und b_2 die eines hölzernen Zahnes, so hat man

$$s = b_1 + 1{,}1\,b_2.$$

Zähnezahl.

§. 50. Aus der gefundenen Theilung s ergiebt sich endlich noch die entsprechende Anzahl n der Zähne, indem man setzt

$$n = \frac{2\pi r}{s} = 6{,}283\,\frac{r}{s},$$

und hierbei immer die nächst größere oder kleinere ganze Zahl annimmt. Man hat

Digitized by Google

Zahnezahl.

für s =	¼	½	¾	1	1½	2	2½	3 Zoll.
n =	25,133	12,566	8 378	6,283	4,189	3,141	2,513	2,094 r.
und r =	0,03979	0,07958	0,1194	0,1592	0,2387	0,3183	0,3979	0,4775 n.

Zum Auftragen der Theilung kann man natürlich nur die Sehne des Theilkreisbogens zwischen die Zirkelspitzen fassen, der von der Theilung s gebildet wird. Es ist daher nöthig, daß man das Verhältniß dieser Sehne s_1 zum Bogen s kenne.

Der der Theilung s entsprechende Theilwinkel β ist bestimmt durch die bekannte Formel

$$\beta^0 = \frac{360^0}{n} = \frac{360^0 s}{2\pi r} = \frac{180^0 s}{\pi r} = 57^0,296\ \frac{s}{r},$$

und aus ihm bestimmt sich die Sehne, durch die ebenfalls bekannte Formel

$$s_1 = 2r\,sin.\frac{\beta}{2} = 2r\,sin.\left(\frac{180^0}{n}\right) = 2r\,sin.\left(28^0,648\ \frac{s}{r}\right).$$

Annähernd kann man (s. Ingenieur, S. 225)

$$sin.\frac{\beta}{2} = \frac{\beta}{2} - \frac{\beta^3}{2.3.8} = \frac{\beta}{2}\,(1 - {}^1/_{24}\beta^2),$$

wo $\beta = \frac{s}{r}$, den Bogen für den Halbmesser 1 bezeichnet, setzen, daher auch

$$s_1 = 2r \cdot \frac{s}{2r}\left[1 - {}^1/_{24}\left(\frac{s}{r}\right)^2\right] = s\left[1 - {}^1/_{24}\left(\frac{s}{r}\right)^2\right]$$

$$= \frac{2\pi r}{n}\left[1 - {}^1/_{24} \cdot \left(\frac{2\pi}{n}\right)^2\right] = \frac{6,283\,r}{n}\left(1 - \frac{1,645}{n^2}\right) \text{ folgt.}$$

Wir werden weiter unten sehen, daß die Reibung zwischen den Zähnen um so kleiner ausfällt, je größer die Anzahl der Zähne ist. Aus diesem Grunde vermehrt man auch diese Zahl soviel wie möglich, oder wendet, was auf Eins hinauskommt, möglichst hohe Räder an. Nach Buchanan ist zu einem guten Gange erforderlich, daß ein Treibrad mindestens 6 und ein Getriebrad wenigstens 10 Zähne habe; es ist jedoch rathsam, jene Zahlen mindestens auf resp. 8 und 12 zu steigern, und nur bei Drillingen eine so kleine Anzahl von Triebstöcken anzuwenden. Bei Räderwerken welche einen sanften Gang erfordern, geht man aber mit der Anzahl der Zähne nicht gern unter 20 herab.

Damit sich die Zähne des kleineren Rades im Vergleich zu denen des größeren nicht zu schnell abnutzen, ist es auch rathsam, mit dem Umsetzungsverhältnisse ψ die Grenzen $^6/_1$ und $^1/_6$ nicht zu überschreiten, also dem grö-

Digitized by Google

Zähnezahl. ßeren Rade nicht mehr als höchstens 6 Mal so viel Zähne zu geben als dem kleineren Rade. Meist begnügt man sich aber mit dem Umsetzungsverhältnisse $^3/_1$ oder $^1/_3$, und wendet zur weiteren Umsetzung mehrfache Räderwerke an.

Endlich ist es auch zweckmäßig, wenn die Anzahl der Zähne des Treib- und die des Getriebrades keinen gemeinschaftlichen Theiler haben, weil dann jeder Zahn des einen Rades nach und nach mit jedem des anderen zum Eingriff kommt, und dadurch das stärkere und ungleichmäßige Abführen der Zähne vermieden wird, was eintritt, wenn nur gewisse Zähne des einen Rades mit gewissen des anderen in Berührung kommen. Hätte z. B. das eine Rad 20 und das andere 28 Zähne, wären also beide Zähnezahlen durch 4 theilbar, so würde jeder Zahn des ersten Rades nur mit 7 Zähnen des anderen, und jeder des anderen nur mit 5 Zähnen des ersteren zusammentreffen; geben wir aber dem letzteren Rade 29 Zähne, so wird während 29 Umdrehungen des ersteren oder 20 Umdrehungen des letzteren, jeder der 20 Zähne des ersteren Rades mit jedem der 29 des anderen ein Mal in Berührung kommen. Am besten ist es, für die Anzahl der Zähne des kleineren Rades Primzahlen, wie 13, 17, 19, 23 u. s. w. auszuwählen, weil dann für das größere Rad leicht eine durch die Zahl der Radarme theilbare Zähnezahl gefunden werden kann.

Beispiel. Wenn eine Welle von einer anderen ein Arbeitsquantum L von 25 Pferdekräften aufnehmen und pro Minute 9 Umdrehungen machen soll, während jene 27 Mal umläuft, kann man auf dieselbe ein Getriebrad von 54 Zoll, und auf die Umtriebswelle ein Treibrad von 18 Zoll Halbmesser aufsetzen. Stellt man nun das kleinere Getriebrad ganz aus Gußeisen her, so hat man die Stärke seiner Zähne $b_1 = 7{,}26\sqrt{\frac{25}{27.18}} = 1{,}65$ Zoll, und versieht man das große Getriebrad mit hölzernen Zähnen, so kann man diese von der Stärke

$$b_2 = 1{,}5\,.\,b_1 = 1{,}5\,.\,1{,}65 = 2{,}47 \text{ Zoll}$$

machen, und folglich die Theilung

$$s = 1{,}65 + 1{,}1\,.\,2{,}47 = 4{,}37 \text{ Zoll}$$

in Anwendung bringen. Diese Theilung führt auf die Zähnezahlen

$$n_1 = \frac{2\pi r_1}{s} = \frac{6{,}283\,.\,18}{4{,}37} = 25{,}88 \text{ und}$$

$$n_2 = \frac{2\pi r_2}{s} = \frac{6{,}283\,.\,54}{4{,}37} = 77{,}64,$$

so daß dem Treibrade 26 und dem Getriebrade 77 oder 78 Zähne zu geben sein möchten. Behalten wir die Zahlen 26 und 77 bei, so wird allerdings das Umsetzungsverhältniß $\psi = {}^{26}/_{77} = 0{,}3376$, also nicht ganz $^1/_3$, wie gefordert wird; wogegen durch die Zähnezahlen $n_1 = 26$ und $n_2 = 78$ dieser Forderung vollkommen Genüge geleistet wird. Die der Zähnezahl $n_1 = 26$ entsprechende Spannweite der Theilung des Treibrades ist

$$s_1 = \frac{6{,}283\,.\,18}{26}\left(1 - \frac{1{,}645}{26^2}\right) = 4{,}350\,(1 - 0{,}00243) = 4{,}339 \text{ Zoll},$$

Digitized by Google

und die der Zähnezahl $n_2 = 77$ des Getriebrades entsprechende Zirkelspannung: Zähnezahl.

$$s_2 = 4{,}350 \left(1 - \frac{1{,}645}{77^2}\right) = 4{,}350\ (1 - 0{,}00027) = 4{,}349 \text{ Zoll.}$$

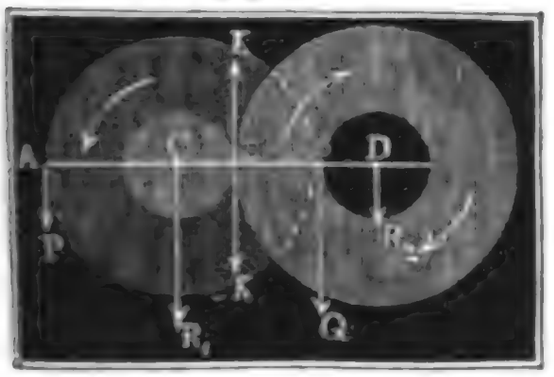
Anmerkung. Tabellen zur Erleichterung der Rechnungen bei Anordnung eines Räderwerkes theilt der »Ingenieur«, Seite 561, 562 und 563 mit.

§. 51. Da die Theilung s zweier mit einander arbeitenden Räder eine und dieselbe sein muß, so hat man für die Zähnezahlen n_1 und n_2 und die Theilungshalbmesser r_1 und r_2 dieser Räder:

$$n_1 = \frac{2\pi r_1}{s} \text{ und } \frac{2\pi r_2}{s}, \text{ also } \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{u_2}{u_1} = \psi.$$

Es verhalten sich also die Zähnezahlen zweier in einander greifenden Räder wie ihre Theilungshalbmesser, oder umgekehrt wie die Umdrehungszahlen der Räder, und es ist das Umsetzungsverhältniß auch gleich dem Verhältnisse zwischen der Zähnezahl des Treibrades und dem des Getriebrades.

Fig. 136.



Auch können wir hiernach bei einem Räderwerke, wie Figur 136, (s. §. 26), wo die Last Q an einem Hebelarme $DB = b$, und die Kraft P an einem Hebelarme $CA = a$ wirkt, statt

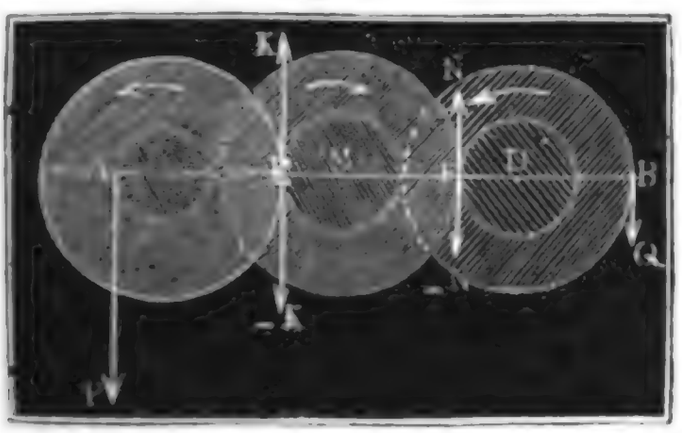
$$\frac{P}{Q} = \frac{r_1}{r_2} \quad \frac{b}{a} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a}, \text{ also } P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q.$$

so wie das Verhältniß der Geschwindigkeiten v und w von P und Q:

$$\frac{w}{v} = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b}{a} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a}, \text{ also } w = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} v \text{ setzen.}$$

Ebenso ist für ein doppeltes Räderwerk, wie Fig. 137, wenn n_1 die

Fig. 137.



Zahl der Zähne des Treibrades CE, n_2 die Zähnezahl des Getriebrades ME, n_3 die Zähnezahl des Treibrades MF und n_4 die des Getriebrades DF be-

Digitized by Google

Zähnezahl. zeichnet, Kraft P und Last Q aber an den Hebelarmen $CA = a$ und $DB = b$ wirken, das Kräfte- oder umgekehrte Geschwindigkeitsverhältniß:

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdot \frac{b}{a}.$$

Beispiel. Um mittels eines Aufzuges eine Last Q von 3000 Pfund zu heben, die an einem Hebelarme $b = 8$ Zoll wirkt, ist, wenn jedes der beiden Treibräder 15 Zähne, das eine Getriebrad 48 und das andere 64 Zähne hat, eine am Hebelarme $a = 20$ Zoll wirkende Kraft

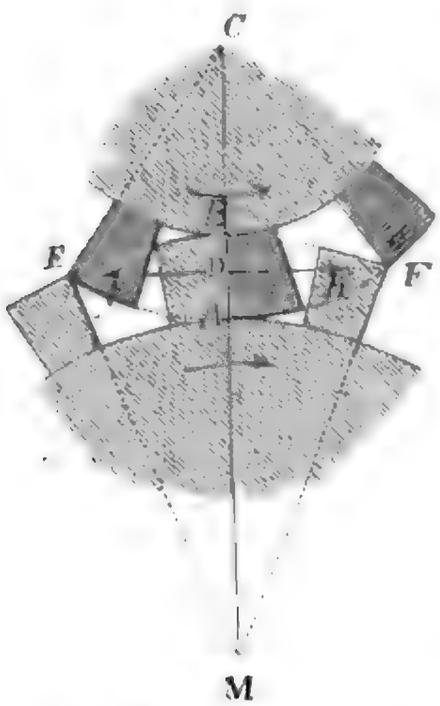
$$P = {}^{15}/_{48} \cdot {}^{15}/_{64} \cdot {}^{8}/_{20} \cdot 3000 = 87{,}89 \text{ Pfund}$$

nöthig, und um diese Last 20 Fuß hoch zu heben, muß der Kraftpunkt einen Weg von ${}^{48}/_{15} \cdot {}^{64}/_{15} \cdot {}^{20}/_{8} \cdot 20 = 682{}^{2}/_{3}$ Fuß, also die Kraftwelle

$$\frac{682{}^{2}/_{3}}{\pi\, {}^{40}/_{12}} = \frac{2048}{31{,}415} = 65{,}2 \text{ Umdrehungen machen.}$$

Zahnreibung. §. 52. Die Reibung zwischen den Zähnen eines Stirnrades läßt sich, wenn wir die Zähne von ebenen Seitenflächen, wie in Fig. 138, begrenzt annehmen, auf folgende Weise ermitteln. Die Kraft, mit welcher die Zähne gegen einander drücken, ist zwar etwas veränderlich, kann aber, weil diese Veränderlichkeit nur klein ist, der Kraft K im Berührungspunkte D der Theilkreise gleichgesetzt werden. Ihr entspricht daher bei dem Reibungscoefficienten φ eine parallel zur Zahnfläche AB wirkende Reibung $F_1 = \varphi K$. Während ein arbeitendes Zähnepaar von dem ersten Eingriff E bis in die Centrallinie CM rückt, und also den Weg ED zurücklegt, durchläuft die Ecke des einen Zahnes die ganze Seitenfläche des anderen, und während das Zähnepaar aus der Centrallinie bis zum Ende des Eingriffs rückt, schiebt sich die Ecke des anderen Zahnes an der ganzen Seitenfläche des ersteren hin. Es durchläuft folglich die Reibung $F_1 = \varphi K$ den Weg AB, während die Kraft K im Theilkreise einen Weg $DE = DF = s$ macht. Nun ist aber nach §. 49, $AB = \frac{s^2}{2}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)$, daher folgt denn die auf den Theilkreis reducirte Zahnreibung $F = \frac{AB}{s} \cdot F_1 = \frac{s}{2}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) \cdot \varphi K$.

Fig. 138.



Wenn nun, wie meist immer, zwei Paar Zähne im Eingriff sind, so ist auch s die Theilung, und bezeichnen nun noch n_1 und n_2 die den Radhalb-

Digitized by Google

messern r_1 und r_2 entsprechenden Zähnezahlen, so haben wir

$$s = \frac{2\pi r_1}{n_1} = \frac{2\pi r_2}{n_2}, \text{ daher } \frac{s}{2r_1} = \frac{\pi}{n_1} \text{ und } \frac{s}{2r_2} = \frac{\pi}{n_2},$$

endlich aber

$$F = \left(\frac{\pi}{n_1} + \frac{\pi}{n_2}\right) \varphi K = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi \varphi K.$$

Im Mittel kann man $\varphi = 0{,}11$ und deshalb $\pi\varphi = 1/3$, also

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \frac{K}{3} \text{ setzen.}$$

Sind nicht 2, sondern ν Zähne im Eingriff, so ist

$$s = \frac{\nu}{2} \cdot \frac{2\pi r_1}{n_1} = \frac{\nu}{2} \cdot \frac{2\pi r_2}{n_2}, \text{ und daher}$$

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \frac{\nu\pi}{2} \cdot \varphi K.$$

Es läßt sich später nachweisen, daß diese Formel auch für Zähne gilt, deren Seitenflächen nach einer krummen Linie abgerundet sind, wenn die Länge derselben klein, also die Anzahl derselben sehr groß ist.

Für den Eingriff eines Zahnrades in eine gezahnte Stange hat man $n_2 = \infty$, daher $\frac{1}{n_2} = 0$, und die gesuchte Zahnreibung

$$F = \frac{\pi}{n_1} \varphi K.$$

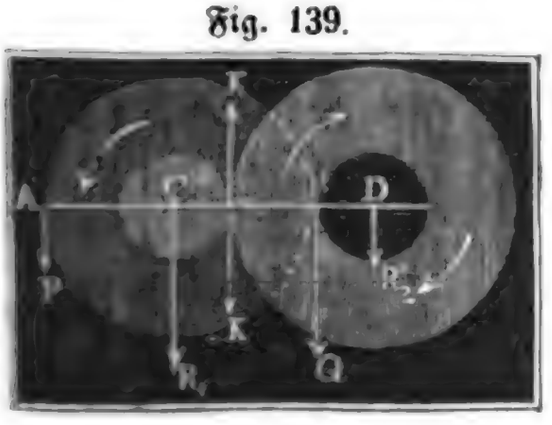
Das Hauptergebniß, welches sich in der gefundenen Formel herausstellt, ist, daß **die Zahnreibung um so kleiner ausfällt, je mehr die Räder Zähne haben.**

Die Kraft im Theilkreise mit Berücksichtigung der Zahnreibung ist hiernach

$$K + F = \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi\varphi\right] K,$$

d. i. $1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi\varphi$ Mal so groß als ohne Zahnreibung; und deshalb ist auch für ein Räderwerk, wie Fig. 139 (§. 26), bei dem die Kraft P am Hebelarm a und die Last Q am Hebelarm b wirkt, mit Berücksichtigung der Zahnreibung

Fig. 139.



Zahnreibung.

$$P = \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\pi\varphi\right]\frac{r_1}{a}K$$
$$= \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\pi\varphi\right]\frac{r_1}{a}\cdot\frac{b}{r_2}Q$$
$$= \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\right]\frac{n_1}{n_2}\cdot\frac{b}{a}Q.$$

Für ein doppeltes Räderwerk ist ebenso

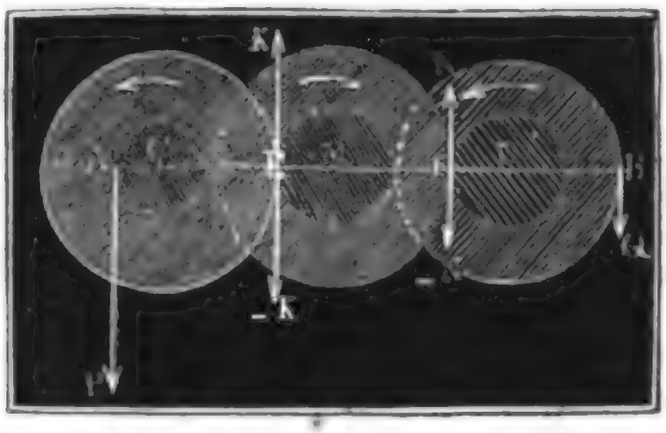
$$P = \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\pi\varphi\right]\left[1 + \left(\frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}\right)\pi\varphi\right]\cdot\frac{n_1}{n_2}\cdot\frac{n_3}{n_4}Q,$$

annähernd

$$P = \left[1 + \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_3} + \frac{1}{n_4}\right)\pi\varphi\right]\frac{n_1}{n_2}\cdot\frac{n_3}{n_4}Q.$$

Beispiel. Nach der vorstehenden Regel ist für den Aufzug mit doppeltem

Fig. 140.



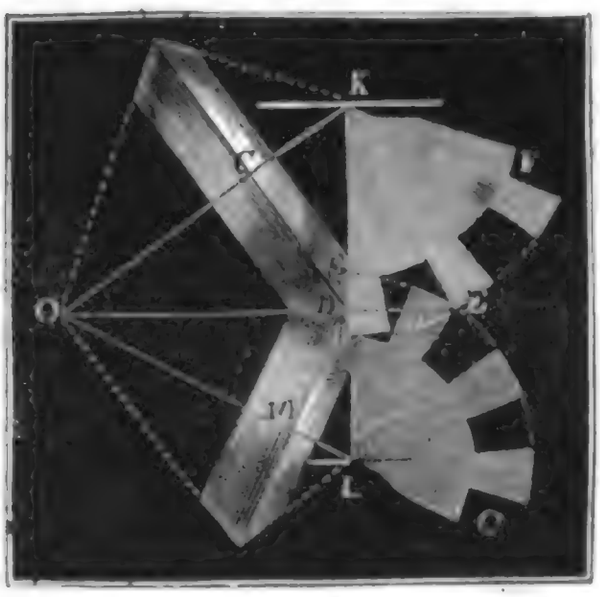
Räderwerke, Fig. 140, im vorigen Beispiele, die Kraft, mit Berücksichtigung der Zahnreibung, wenn wir $\pi\varphi = 1/3$ setzen,

$P = [1 + (1/15 + 1/15 + 1/48 + 1/64) \cdot 1/3] \cdot 15/48 \cdot 15/64 \cdot 8/20 \cdot 3000$

$= (1 + 1/3 \cdot 0{,}1696) \cdot 5/16 \cdot 3/32 \cdot 3000 = 1{,}0565 \cdot 87{,}9 = 92{,}86$ Pfund,

d. i. reichlich 5½ Procent größer als ohne Zahnreibung. Die nach §. 28 zu berechnende Zapfenreibung vergrößert diese Kraft ebenfalls noch um einige Procent.

Fig. 141.



§. 53. Die Theorie der Zahnreibung u. s. w. von einem conischen Räderwerke läßt sich leicht aus der eines cylindrischen Räderwerkes, und zwar wie folgt, entwickeln. Zwei Wellen OK und OL, Fig. 141, welche einen gewissen Winkel $KOL = \delta$ zwischen sich einschließen, lassen sich nicht nur durch zwei conische Rä-

Digitized by Google

der DC und DM, sondern auch durch zwei (in der Abbildung umgeklappte) Sectoren mit einander in Verbindung setzen. Es ist das Umsetzungsverhältniß eins und dasselbe, wenn die gemeinschaftliche Umdrehungsebene KDL beider Sectoren winkelrecht auf der gemeinschaftlichen Berührungslinie OD steht und die Umdrehungsaxen derselben parallel mit dieser Linie laufen. Für diese Sectoren ist aber die Zahnreibung genau wie bei den Stirnrädern Zahnreibung.

$$F = \frac{s}{2}\left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2}\right)\varphi K,$$

wenn s die Theilung DE bezeichnet, welche die Sectoren mit den conischen Rädern gemeinschaftlich haben, y_1 und y_2 aber die Halbmesser KD und LD repräsentiren. Diese Sectorenhalbmesser lassen sich aber aus den Radhalbmessern $CD = r_1$ und $MD = r_2$ und den Axenwinkeln $DOC = \delta_1$ und $DOM = \delta_2$, da $KDC = DOC$ und $LDM = DOM$ ist, mittels der Ausdrücke $y_1 = \frac{r_1}{cos.\delta_1}$ und $y_2 = \frac{r_2}{cos.\delta_2}$ berechnen, weshalb nun

$F = \frac{s}{2}\left(\frac{cos.\delta_1}{r_1} + \frac{cos.\delta_2}{r_2}\right)\varphi K$ sich herausstellt.

Noch ist aber nach §. 38, $sin.\delta_1 = \frac{r_1 sin.\delta}{\sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos\ \delta}}$, also

$$\frac{cos.\delta_1}{r_1} = \sqrt{\left[\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 + 2\left(\frac{r_2}{r_1}\right)cos\ \delta + cos.\delta^2\right]} : \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta}$$

$$= \left(\frac{r_2}{r_1} + cos.\delta\right) : \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta} \text{ und ebenso}$$

$$\frac{cos.\delta_2}{r_2} = \left(\frac{r_1}{r_2} + cos.\delta\right) : \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta}, \text{ daher}$$

$$\frac{cos.\delta_1}{r_1} + \frac{cos.\delta_2}{r_2} = \left(\frac{r_1}{r_2} + \frac{r_2}{r_1} + 2cos.\delta\right) : \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta}$$

$$= \frac{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta}{r_1 r_2} : \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2r_1 r_2 cos.\delta}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2} + 2 . \frac{1}{r_1} . \frac{1}{r_2} cos.\delta},$$

und folglich

$$F = \frac{s}{2}\sqrt{\frac{1}{r_1^2} + \frac{1}{r_2^2} + 2 . \frac{1}{r_1} . \frac{1}{r_2} cos\ \delta} . \varphi K.$$

Führen wir endlich noch $\frac{s}{2r_1} = \frac{\pi}{n_1}$ und $\frac{s}{2r_2} = \frac{\pi}{n_2}$ ein, so erhalten wir die in Frage stehende Zahnreibung

Zahnreibung.

$$F = \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + 2 \cdot \frac{1}{n_1} \cdot \frac{1}{n_2} \cos.\delta} \cdot \pi \varphi K,$$

und daher auch

$$P = \left(1 + \pi \varphi \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + 2 \cdot \frac{1}{n_1} \cdot \frac{1}{n_2} \cos.\delta}\right) \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q,$$

wenn Q die Last und P die Kraft, b den Hebelarm der ersteren und a den der letzteren bezeichnet.

Stehen die Radaxen auf einander rechtwinkelig, so hat man

$\cos.\delta = \cos.90^0 = 0$, und daher $F = \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2}} \cdot \pi \varphi K.$

Liegen hingegen die Axen parallel, also die Radflächen in einerlei Ebene, so hat man bei äußerer Berührung $\cos.\delta = \cos.0 = 1$, und daher wie oben

$$F = \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + 2 \cdot \frac{1}{n_1} \cdot \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_2^2}} \cdot \pi \varphi K = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \cdot \pi \varphi K,$$

endlich bei innerer Berührung $\cos.\delta = \cos.180^0 = 1$, also

$$F = \sqrt{\frac{1}{n_1^2} - 2 \cdot \frac{1}{n_1} \cdot \frac{1}{n_2} + \frac{1}{n_2^2}} \cdot \pi \varphi K = \left(\frac{1}{n_1} - \frac{1}{n_2}\right) \cdot \pi \varphi K,$$

wobei aber für n_1 stets die kleinere Zähnezahl zu setzen ist. Man ersieht hieraus, daß die Zahnreibung bei inneren Stirnrädern am kleinsten, bei äußeren Stirnrädern aber am größten ist, und daß sie bei conischen Rädern einen mittleren Werth hat.

Beispiel. Für ein einfaches Räderwerk, dessen Räder 17 und 48 Zähne haben, ist die Zahnreibung

1) bei rechtwinkeliger Arenlage

$$F = \sqrt{\frac{1}{17^2} + \frac{1}{48^2}} \cdot \pi \varphi K = 0{,}0624\, \pi \varphi K,$$

2) bei paralleler Arenlage und äußerer Berührung:

$F = (1/17 + 1/48) \cdot \pi \varphi K = 0{,}0796\, \pi \varphi K,$

endlich 3) bei paralleler Arenlage und innerer Berührung:

$F = (1/17 - 1/48) \cdot \pi \varphi K = 0{,}0380\, \pi \varphi K.$

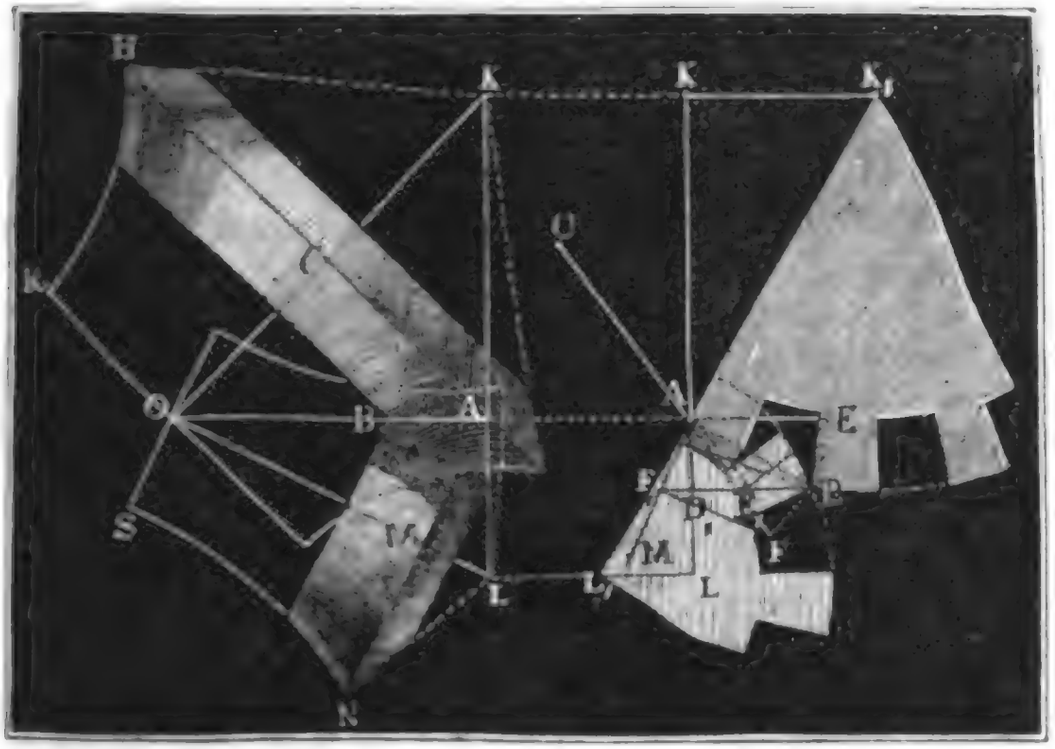
Ist $\pi \varphi = 1/8$, so verzehrt hiernach die Zahnreibung im ersten Falle reichlich 2, im zweiten reichlich $2\frac{2}{3}$, und im dritten Falle nahe $1\frac{1}{4}$ Procent der Arbeitskraft des Räderwerkes.

§. 54. Bei den Hyperboloidenräderwerken ist der Weg der Reibung zwischen den Zahnflächen zusammengesetzt aus einem Wege längs der Zahnlänge und aus einem Wege oder einer Verschiebung in der Richtung der Zahnbreite. Jener Weg läßt sich wie bei conischen Räderwerken ermitteln, indem wir wieder das Räderwerk CAM, Fig. 142, durch ein Sectorenpaar ADK_1 und ADL_1 ersetzen. Die Umdrehungsebene dieser Sectoren (welche in der Figur umgeklappt sind), steht auf der Berührungslinie OA zwischen

Digitized by Google

den Radumfängen rechtwinkelig, und die Dreharen derſelben laufen mit dieſer Linie parallel und gehen durch die Punkte K_1 und L_1, in welchen die Zahnreibung.

Fig. 142.



Umdrehungsaxen OC und OM der Hyperboloidenräder von der Normalebene KAL geſchnitten werden. Von dieſen Punkten ſteht der eine um den Kehlhalbmeſſer OR über, und der andere um den Kehlhalbmeſſer OS unter der durch OA und mit den beiden Radaxen parallel gelegten Bildebene; es iſt alſo $KK_1 = OR = r_1$ und $LL_1 = OS = r_2$.

Bezeichnen wir wieder die Halbmeſſer AK_1 und AL_1 der gezahnten Sectoren mit y_1 und y_2, ſowie die Theilung AD deſſelben durch s, ſo haben wir wie oben den Reibungsweg rechtwinkelig zu AB oder in der Umdrehungsebene KAL: $\sigma_1 = \frac{s^2}{2}\left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2}\right)$.

Was dagegen die Verſchiebung längs der Zahnbreite AB anlangt, ſo beſteht dieſe aus einem Theil D_1E_1, um welchen ſich ein Zahn des Rades AMN von der Normalen AD_1 wegſchiebt, und aus einem Theil D_1F_1, um welchen ſich ein Zahn des Rades ACH in der entgegengeſetzten Richtung bewegt Beide Wege ſind die Hypotenuſen von zwei rechtwinkeligen Dreiecken AD_1E_1 und AD_1F_1 mit der gemeinſchaftlichen Kathete $AD_1 = AD\ cos.\ DAD_1$ und den Winkeln $D_1AE_1 = AOC = \delta_1$ und $D_1AF_1 = AOM = \delta_2$. Nun iſt aber der Winkel $DAD_1 = AK_1K = AL_1L$, und

$$cos.\ AK_1K = cos.\ AL_1L = \frac{KK_1}{AK_1} = \frac{r_1}{y_1} = \frac{r_2}{y_2},$$

daher folgen denn die Verſchiebungen

Zahnreibung.

$$D_1 E_1 = A D_1 \; tang.\, \delta_1 = \frac{s r_1}{y_1} \; tang.\, \delta_1 \text{ und}$$

$$D_1 F_1 = A D_1 \; tang.\, \delta_2 = \frac{s r_2}{y_2} \; tang.\, \delta_2,$$

alſo die ganze Breitenverſchiebung

$$\sigma_2 = D_1 E_1 + D_1 F_1 = s \left(\frac{r_1}{y_1} \; tang.\, \delta_1 + \frac{r_2}{y_2} \; tang.\, \delta_2 \right).$$

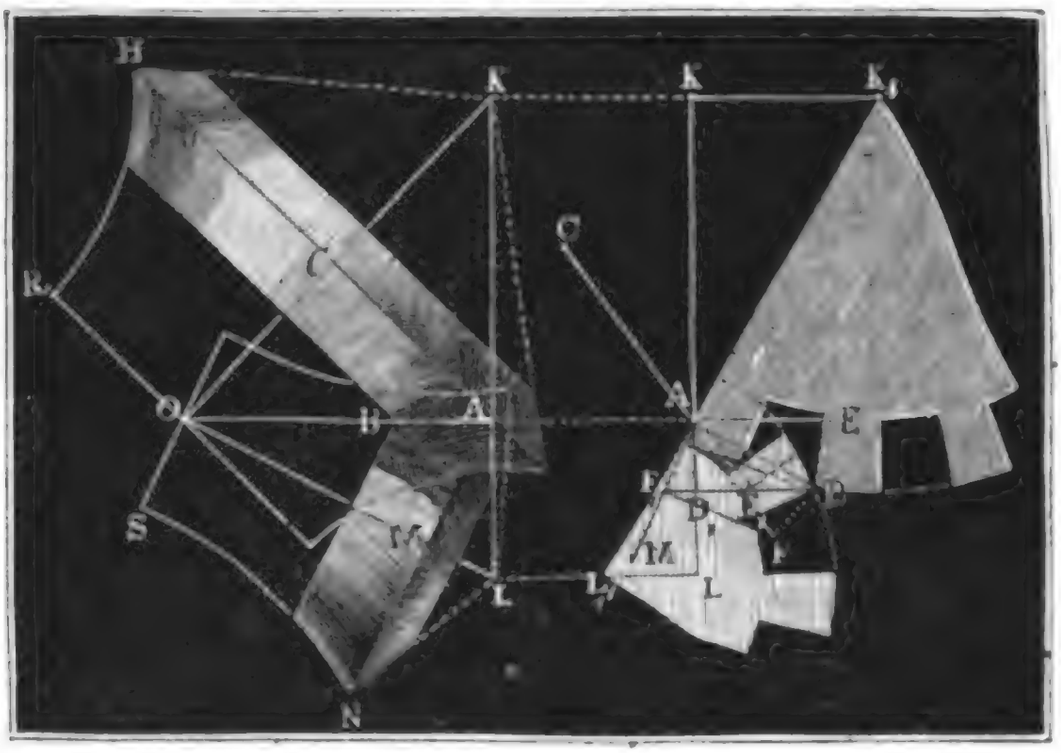
Endlich ergiebt ſich durch Anwendung des pythagoriſchen Lehrſatzes der ganze Reibungsweg

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} = s \sqrt{\frac{s^2}{4} \left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} \right)^2 + \left(\frac{r_1}{y_1} tang.\, \delta_1 + \frac{r_2}{y_2} \; tang.\, \delta_2 \right)^2},$$

und die geſuchte Zahnreibung, auf den Theilkreis der Sectoren reducirt:

$$F = \frac{\varphi K . \sigma}{s} = \sqrt{\frac{s^2}{4} \left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2} \right)^2 + \left(\frac{r_1 tang\, \delta_1}{y_1} + \frac{r_2 tang.\, \delta_2}{y_2} \right)^2} . \varphi K.$$

Fig. 143.



§. 55. In der vorſtehenden Formel für die Zahnreibung von Hyperboloidenrädern ſind die Sectorenhalbmeſſer

$$y_1 = \sqrt{l^2 \, tang.\, \delta_1^2 + r_1^2} \text{ und}$$

$$y_2 = \sqrt{l^2 \, tang.\, \delta_2^2 + r_2^2},$$ wo l den Abſtand AO des äußerſten Berührungspunktes von dem Durchſchnitte O der beiden Kehlkreiſe bezeichnet, einzuſetzen; auch hat man für s denjenigen Werth der Theilung zu nehmen, welchen die Formeln in §. 49 geben. Es iſt übrigens ſchon oben §. 43 angegeben worden, wie die Kehlhalbmeſſer r_1 und r_2 und die Axenwinkel δ_1 und δ_2 aus dem Normalabſtande $d = r_1 + r_2$, aus

Digitized by Google

dem ganzen Axenwinkel $\delta = \delta_1 + \delta_2$ und aus dem Umsetzungsverhält- Zahnreibung.
niſſe ψ zu berechnen ſind.

Von der Theilung $AD = s$ rechtwinkelig gegen die Berührungslinie ſind übrigens die Umfangstheilungen $AE = s_1$ und $AF = s_2$ der Räder CA und MA zu unterſcheiden; jedenfalls iſt s Projection von s_1 und s_2 in der Sectorenebene, und daher

$$\overline{AE^2} = \overline{AE_1^2} + \overline{EE_1^2} = \overline{AD_1^2} + \overline{D_1E_1^2} + \overline{EE_1^2} = \overline{AD^2} + \overline{D_1E_1^2}, \text{ d. i.}$$

$$s_1^2 = s^2 + \overline{AD^2}\, tang.\, \delta_1^2 = s^2 + \left(\frac{KK_1}{AK_1}\right)^2 s^2\, tang.\, \delta_1^2$$

$$= \left(1 + \frac{r_1^2\, tang.\, \delta_1^2}{y_1^2}\right) s^2.$$

Hiernach alſo ſind die beiden Umfangstheilungen

$$s_1 = \frac{s}{y_1}\sqrt{y_1^2 + r_1^2\, tang.\, \delta_1^2} = s\sqrt{\frac{l^2\, tang.\, \delta_1^2 + r_1^2(1 + tang\, \delta_1^2)}{l^2\, tang.\, \delta_1^2 + r_1^2}}, \text{ d. i.}$$

$$s_1 = s\sqrt{\frac{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_1^2}{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_1^2\, cos.\, \delta_1^2}} \quad \text{und}$$

$$s_2 = s\sqrt{\frac{l^2\, sin.\, \delta_2^2 + r_2^2}{l^2\, sin.\, \delta_2^2 + r_2^2\, cos.\, \delta_2^2}}.$$

Was die Halbmeſſer x_1 und x_2 der Radumfänge anlangt, ſo beſtimmen ſich dieſelben aus den Kehlhalbmeſſern r_1 und r_2 und aus ihren Projectionen $AC = l\, sin.\, \delta_1$ und $AM = l\, sin.\, \delta_2$ mittels der Formeln

$$x_1 = \sqrt{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_1^2} \quad \text{und}$$

$$x_2 = \sqrt{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_2^2};$$

und es ergeben ſich nun die Zähnezahlen n_1 und n_2 durch folgende Formeln:

$$n_1 = \frac{2\pi x_1}{s_1} = \frac{2\pi}{s}\sqrt{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_1^2\, cos.\, \delta_1^2} \quad \text{und}$$

$$n_2 = \frac{2\pi x_2}{s_2} = \frac{2\pi}{s}\sqrt{l^2\, sin.\, \delta_2^2 + r_2^2\, cos.\, \delta_2^2}.$$

Endlich iſt noch das Umſetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_2}{u_1} = \frac{n_1}{n_2} = \sqrt{\frac{l^2\, sin.\, \delta_1^2 + r_1^2\, cos.\, \delta_1^2}{l^2\, sin.\, \delta_2^2 + r_2^2\, cos.\, \delta_2^2}}.$$

oder, da $\frac{tang.\, \delta_1}{tang.\, \delta_2} = \frac{r_1}{r_2}$, alſo $r_2\, cotg.\, \delta_2 = r_1\, cotg.\, \delta_1$ iſt,

$$\psi = \sqrt{\frac{l^2 + r_1^2\, cotg.\, \delta_1^2}{l^2 + r_2^2\, cotg.\, \delta_2^2}} \cdot \frac{sin.\, \delta_1}{sin.\, \delta_2} = \frac{sin.\, \delta_1}{sin.\, \delta_2},$$

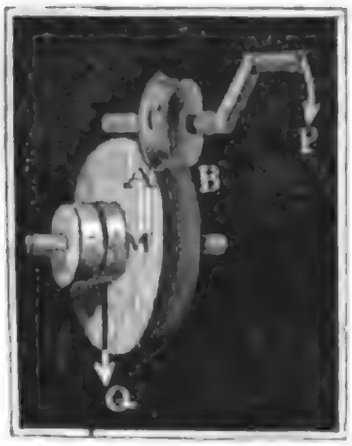
wie wir ſchon oben, §. 43, gefunden haben.

Anmerkung. Die vorſtehenden Formeln gelten natürlich auch für coniſche und cylindriſche Werke, wenn man in ihnen $\delta_1 = \delta_2 = 0$, oder $r_1 = r_2 = 0$ ſetzt.

Digitized by Google

Zahnreibung.

Fig. 144.



§. 56. Man kann nun auch für ein vollständiges hyperboliſches Räderwerk CAM, Fig. 144, deſſen Kräfte P und Q an den Hebelarmen a und b wirken, das Kraft- oder Geſchwindigkeitsverhältniß berechnen. Während die Kraft K den Weg s und $F = \varphi K$ den Weg σ durchläuft, legt P den Weg $\frac{2\pi a}{n_1}$ und Q den Weg $\frac{2\pi b}{n_2}$ zurück, es iſt folglich ohne Rückſicht auf Reibung

$$Ks = P \cdot \frac{2\pi a}{n_1} = Q \cdot \frac{2\pi b}{n_2},$$

ſonach auch

$$F\sigma = \varphi K\sigma = \varphi \cdot \frac{2\pi a}{n_1} \cdot \frac{\sigma}{s} P = \varphi \cdot \frac{2\pi b}{n_2} \cdot \frac{\sigma}{s} Q,$$

und folglich, mit Rückſicht auf die Zahnreibung,

$$\frac{2\pi a}{n_1} P = \frac{2\pi b}{n_2} Q + F\sigma$$

$$= \frac{2\pi b}{n_2} Q + \frac{2\pi b}{n_2} \cdot \frac{\sigma}{s} \cdot \varphi Q = \frac{2\pi b}{n_2} \left(1 + \frac{\sigma}{s} \varphi\right) Q,$$

d. i.

$$P = \left(1 + \frac{\sigma}{s} \varphi\right) \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q$$

$$= \left[1 + \varphi \sqrt{\frac{s^2}{4}\left(\frac{1}{y_1} + \frac{1}{y_2}\right)^2 + \left(\frac{r_1 tang.\delta_1}{y_1} + \frac{r_2 tang.\delta_2}{y_2}\right)^2}\right] \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q$$

Da $y_1 = \sqrt{l^2 tang.\,\delta_1{}^2 + r_1{}^2} = \frac{\sqrt{l^2 sin.\,\delta_1{}^2 + r_1{}^2 cos.\,\delta_1{}^2}}{cos.\,\delta_1}$ und

$n_1 = \frac{2\pi}{s} \sqrt{l^2 sin.\,\delta_1{}^2 + r_1{}^2 cos.\,\delta_1{}^2}$ iſt, ſo hat man

$$\frac{y_1}{n_1} = \frac{s}{2\pi cos.\,\delta_1}, \text{ und ebenſo } \frac{y_2}{n_2} = \frac{s}{2\pi cos.\,\delta_2},$$

weshalb einfach auch

$$P = \left[1 + \pi\varphi \sqrt{\left(\frac{cos.\delta_1}{n_1} + \frac{cos.\delta_2}{n_2}\right)^2 + \frac{4}{s^2}\left(\frac{r_1 sin.\delta_1}{n_1} + \frac{r_2 sin.\delta_2}{n_2}\right)^2}\right] \cdot \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q$$

zu ſetzen iſt.

Nun hat man aber $\frac{sin.\,\delta_1}{sin.\,\delta_2} = \frac{n_1}{n_2}$, und $\delta_1 + \delta_2 = \delta$, daher

$$sin.\,\delta_1 = \frac{n_1 sin.\,\delta}{\sqrt{n_1{}^2 + n_2{}^2 + 2 n_1 n_2 cos.\,\delta}}, \text{ und}$$

$$cos.\,\delta_1 = \frac{n_1 cos.\,\delta_1 + n_2}{\sqrt{n_1{}^2 + n_2{}^2 + 2 n_1 n_2 cos.\,\delta}}, \text{ ſowie}$$

Digitized by Google

$$\cos.\delta_2 = \frac{n_2 \cos.\delta_2 + n_1}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}} \quad \text{und}$$ Zahnreibung.

$$\frac{\cos.\delta_1}{n_1} + \frac{\cos.\delta_2}{n_2} = \frac{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}{n_1 n_2 \sqrt{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + 2 . \frac{1}{n_1} . \frac{1}{n_2} \cos.\delta};$$

ferner ist $\frac{r_1 \sin.\delta_1}{n_1} = \frac{r_1 \sin.\delta}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}}$ und

$$\frac{r_2 \sin.\delta_2}{n_2} = \frac{r_2 \sin.\delta}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}},$$

oder, $r_1 + r_2 = d$ gesetzt,

$$\frac{r_1 \sin.\delta_1}{n_1} + \frac{r_2 \sin.\delta_2}{n_2} = \frac{d \sin.\delta}{\sqrt{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}},$$

und daher ist ziemlich einfach

$$P = \left(1 + \pi\varphi \sqrt{\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} + 2 . \frac{1}{n_1} . \frac{1}{n_2} \cos.\delta + \frac{4 d^2 \sin.\delta^2}{s^2 (n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta)}}\right) \frac{n_1}{n_2} . \frac{b}{a} Q$$

$$= \left(1 + \pi\varphi \sqrt{\frac{n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta}{n_1^2 n_2^2} + \frac{4 d^2 \sin.\delta^2}{s^2 (n_1^2 + n_2^2 + 2 n_1 n_2 \cos.\delta)}}\right) \frac{n_1}{n_2} . \frac{b}{a} Q.$$

Beiſpiel. Für ein hyperboloidiſches Räderwerk mit 17 und 48 Zähnen, deſſen Arenprojectionen den Winkel $\delta = 90°$ zwiſchen ſich einſchließen, deſſen kürzeſter Arenabſtand $d = 12$ Zoll und Theilung $s = 1\frac{3}{4}$ Zoll iſt, hat man die Zahnreibung

$$F = \sqrt{\frac{17^2 + 48^2}{17^2 . 48^2} + \frac{16 . 4 . 144}{49 (17^2 + 48^2)}} . \pi\varphi K = \sqrt{\frac{2593}{17^2 . 48^2} + \frac{9216}{49 . 2593}} \pi\varphi K$$

$$= \sqrt{0{,}003894 + 0{,}07254} . \pi\varphi K = \sqrt{0{,}07643} . \pi\varphi K = 0{,}276 . \pi\varphi K,$$

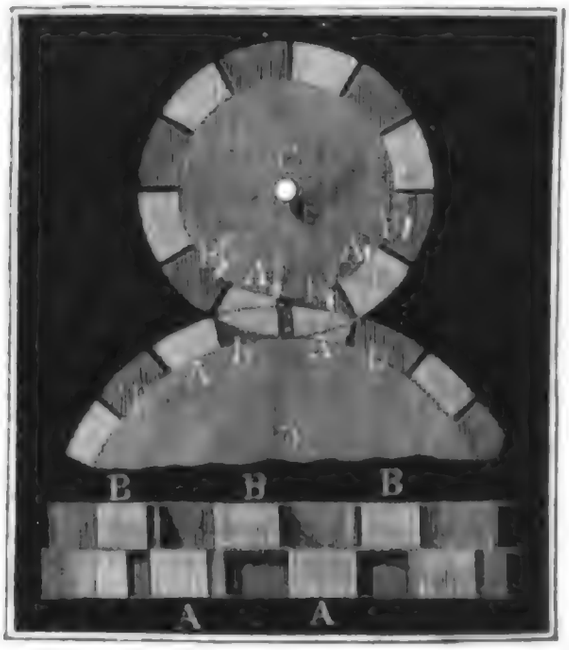
alſo für $\pi\varphi = \frac{1}{3}$, $F = 0{,}092 . K$, d. i. über 9 Procent der Arbeitskraft, alſo viel mehr als bei cylindriſchen und coniſchen Räderwerken (ſ. Beiſpiel zu §. 53).

§. 57. Wir haben im Vorſtehenden gefunden und ſchon §. 52 bemerkt, daß der Arbeitsverluſt durch die Zahnreibung um ſo kleiner ausfällt, je größer die Anzahl (n_1 und n_2) der Zähne iſt. Wenn, wie wir ſeither angenommen haben, die Zähne nur in einem Kreiſe neben einander ſtehen, ſo wird aber der Zähnezahl durch die Zahndicke und durch den Umfang der Räder eine Grenze entgegengeſetzt; ſtellen wir aber die Zähne in zwei oder mehreren Kreiſen hinter einander, ſo können wir die Anzahl der Zähne unbeſchadet ihrer Dicke beliebig vergrößern. Wegen der ſtufenförmigen Aufeinanderfolge der Zähne nennt man ſolche Räder Stufenräder, ſonſt auch nach ihrem Erfinder Hook'ſche Räder. Ein Stufenrad mit zwei Stufenräder.

Digitized by Google

Stufenräder. Zahnreihen zeigt Fig. 145. Man sieht, der vordere Zähnering A, A des

Fig. 145.



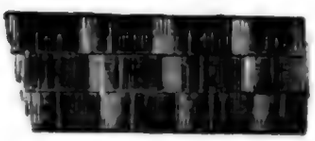
einen Rades greift zwischen die vorderen Zähne A_1, A_1, A_1 eines anderen Ringes, und der hintere Zähnering B, B, B, kommt mit den hinteren Zähnen B_1, B_1, B_1 zum Eingriff. In einem Ringe arbeitet nur ein Zähnepaar, in beiden sind also zusammen, wie gewöhnlich, zwei Zähnepaare, im Eingriff. Es ist deshalb auch der Reibungsweg längs der Zahnhöhe nur so groß, als wenn immer zwei in einer Reihe neben einander stehende Zähne im Eingriff wären, und daher auch die Reibung selbst, auf den Theilkreis reducirt, wenn n_1 und n_2 die Zähnezahlen von je einer Zahnreihe sind,

$$F = \left(\frac{1}{2n_1} + \frac{1}{2n_2}\right) . \pi\varphi K = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \frac{\pi\varphi}{2} K,$$

d. i. halb so groß als bei einem Räderwerke mit einfachen Zähneringen.

Bei einem Räderwerke mit je drei Zähnereihen, wie z. B. AB, Fig. 146,

Fig. 146.



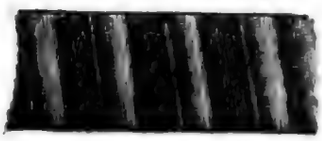
ist, wenn stets nur 2 Paar Zähne arbeiten,

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \frac{\pi\varphi}{3} K,$$

und bei einem solchen mit m Zahnreihen, wie leicht zu ermessen,

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) . \frac{\pi\varphi}{m} K.$$

Fig. 147.



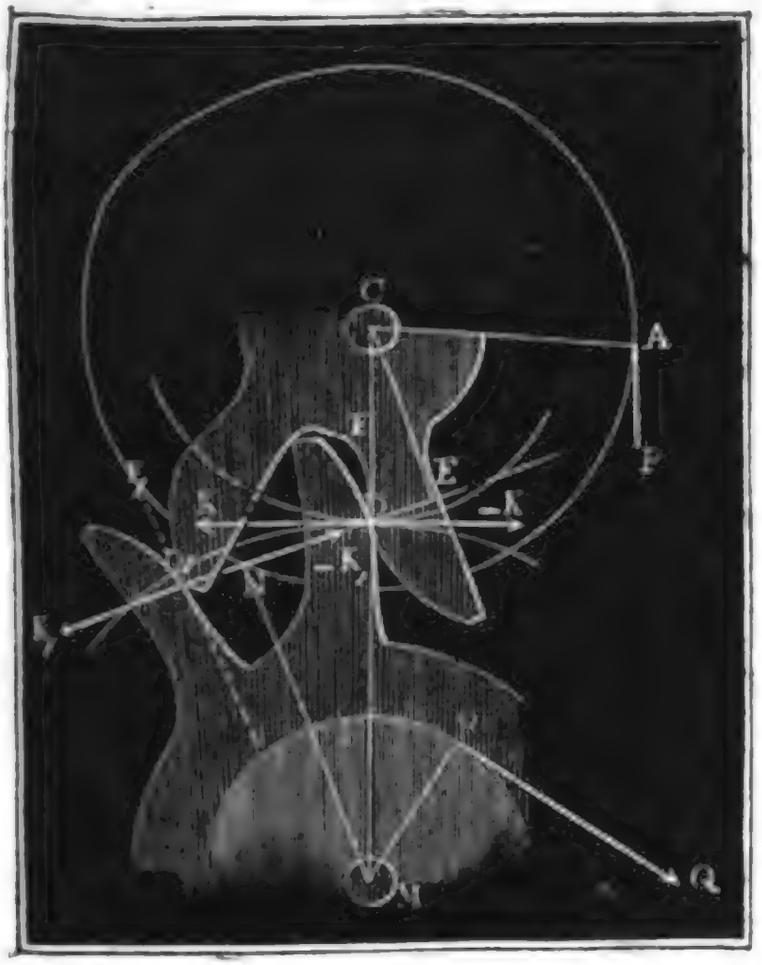
Ist m unendlich groß, so fällt F gar Null aus. Es ist hiernach zu erwarten, daß bei Rädern mit schrägstehenden Zähnen, wie AB, Fig. 147, die Zahnreibung sehr klein ausfällt. Durch diese schräge Stellung wird allerdings auch ein Seitendruck, parallel zur Axe erzeugt, und daher auch die Axenreibung vermehrt. Da sich diese Räder wegen ihrer schmalen Berührungsflächen überdies auch schneller abführen, so hat man sie nicht so zweckmäßig gefunden als anfänglich geglaubt wurde (s. White's Century of Inventions, 1822). Uebrigens ist leicht zu ermessen, daß die schrägen Zähne dieser White'schen Räder, wie man sie oft nennt, eigentlich aus stark ansteigenden Schraubengängen bestehen müssen (s. weiter unten den Artikel »Schraubenräder«.

Digitized by Google

§. 58. Von den Zähnen eines Räderwerkes fordern wir nicht allein, daß sie eine der überzutragenden Kraft angemessene Stärke, sondern auch, daß sie eine Form haben, bei welcher die Uebertragung der Bewegung des einen Rades auf das andere vollkommen, ohne Stöße und ohne Unterbrechung vor sich gehe, und daher bei allen Zahnstellungen die Umfangs- oder Theilrißgeschwindigkeit des Getriebrades auf die des Treibrades unverändert übergetragen werde. Wenn also das eine Rad, wie gewöhnlich, gleichförmig umläuft, so fordern wir, daß selbst bei unendlich kleiner Geschwindigkeit, und also ohne Einwirkung der Trägheit, auch das andere Rad eine gleichförmige Umdrehungsbewegung annehme. Zahnform.

Bei der Berührung zweier Zähne in einem Punkte D innerhalb der Centrallinie CM. Fig. 148, sind die Hebelarme CD und MD der Kräfte

Fig. 148.



K und $-K$, mit welchen die Zähne gegen einander drücken, gleich den Theilkreishalbmessern r_1 und r_2, weil in diesem Falle die Zahnflächen von CM tangirt werden und daher die Drucklinie rechtwinkelig auf CM steht. Berühren sich aber die Zähne in einem Punkte D_1 außerhalb der Centrallinie, so befindet sich die gemeinschaftliche Berührungsebene D_1F_1, und also auch die Drucklinie, in einer anderen Lage, und es sind daher auch die Hebelarme CE und MN der Druckkräfte K_1 und $-K_1$ kleiner als die Theilkreishalbmesser r_1 und r_2. Der ersten Angriffsweise zufolge ist das Umsetzungs-

Digitized by Google

Zahnform. verhältniß $\psi = \frac{CD}{MD} = \frac{r_1}{r_2}$,

und der zweiten Angriffsweise entsprechend,

$\psi = \frac{CE}{MN}$; damit aber dieses Verhältniß bei allen Zahnstellungen dasselbe bleibe, ist demnach nöthig, daß

$$\frac{CE}{MN} = \frac{CD}{MD} \text{ oder } \frac{CE}{CD} = \frac{MN}{MD} \text{ sei.}$$

Dieser Proportion wird Genüge gethan, wenn die Drucklinie $(K_1' - K_1)$

Fig. 149.

durch den Druckpunkt D in der Centrallinie geht, und deshalb gilt denn für die Construction der Zähne folgende allgemeine Regel.

Bei jeder Stellung des arbeitenden Zähnepaares muß die Drucklinie oder gemeinschaftliche Normale im Berührungspunkte durch den Berührungspunkt D beider Theilkreise gehen.

Anmerkung. Wenn die Kraft P an einem Hebelarme $CA = a$ und die Last Q an einem Hebelarme $MB = b$ wirkt, so hat man

$$Pa = K.CD = K_1.CE \text{ und } Qb = K.MD = K_1.MN,$$

daher $\frac{K}{K_1} = \frac{CE}{CD} = \frac{MN}{MD}$, wie oben.

Digitized by Google

§. 59. Mit Hilfe der vorstehenden Regel läßt sich nun auch die Form der Zähne des einen Rades finden, wenn die des andern gegeben ist. Es sei $AA_1A_2A_3A_4$. Fig. 150, die gegebene und $BB_1B_2B_3B_4$ die gesuchte Zahnform. Zahnform.

Fig. 150.

Zahnform, ferner CM die Centrallinie, DD_4 der Theilkreis des einen und EE_4 der des anderen Rades. Fällen wir von dem Theilpunkte $D(E)$ in der Centrallinie ein Perpendikel $DA(EB)$ gegen die gegebene Zahnfläche, so bekommen wir im Lothpunkte $A(B)$ den Anfangspunkt der gesuchten Zahncurve; machen wir ferner den Bogen EB_2 gleich dem Theilbogen DA_2, so erhalten wir denjenigen Punkt B_2 dieser Curve, welcher mit A_2 gleichzeitig in der Centrallinie ankommt. Machen wir ferner den Bogen EE_1 gleich einem Bogen DD_1 des ersten Theilkreises, fällen wir von D_1 ein Perpendikel D_1A_1 gegen die gegebene Curve, und tragen wir dieses als E_1B_1 so an den Radius ME_1, daß der Winkel ME_1B_1 den Winkel CD_1A_1 zu zwei Rechten ergänzt, so bekommen wir denjenigen Punkt B_1 der gesuchten Curve, welcher mit A_1 in Berührung kommt, wenn D_1 nach D und E_1 nach E gekommen ist. Auf gleiche Weise lassen sich noch andere Punkte

Zahnform. der gesuchten Zahncurve finden. Schneiden wir z. B. $EE_3 = DD_3$, so wie $EE_4 = DD_4$ ab, fällen wir aus den Punkten D_3 und D_4 die Perpendikel D_3A_3 und D_4A_4 gegen die gegebene Zahncurve, so bleibt uns nur noch übrig, diese Perpendikel als E_3B_3 und E_4B_4 so an die Radhalbmesser ME_3 und ME_4 anzutragen, daß der Winkel ME_3B_3 den Winkel CD_3A_3 und der Winkel ME_4B_4 den Winkel CD_4A_4 zu zwei Rechtwinkeln ergänzt. Es ist nun leicht zu ermessen, daß die Punkte A_3 und B_3, sowie die Punkte A_4 und B_4 zusammentreffen, wenn D_3 und E_3, so wie später D_4 un E_4

Fig. 151.

die Centrallinie CM erreicht haben. Die Richtigkeit dieser Construction folgt aus der im vorigen Paragraphen gefundenen Regel unmittelbar, da ihr zu Folge bei jeder Zahnstellung die Normale im Berührungspunkte durch den Berührungspunkt $D(E)$ der Theilkreise geht.

Die relative Bewegung zwischen beiden Rädern ist dieselbe, es mögen sich dieselben um ihre Axen C und M mit einer gemeinschaftlichen Geschwindigkeit c umdrehen, oder es mag das eine Rad stillstehen und das andere mit seinem Theilkreise DD_4 auf dem Theilkreise EE_4 des ersteren sich fort-

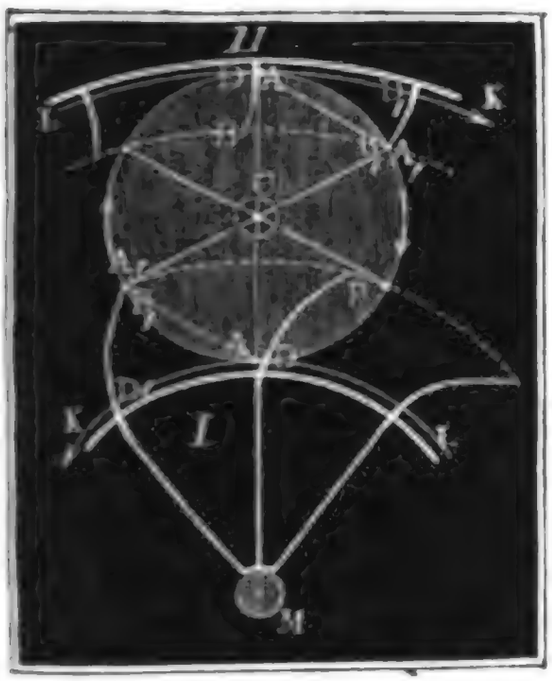
Digitized by Google

wälzen. Auch im letzteren Falle kommt allmälig D_1 mit E_1, D_2 mit E_3, D_4 mit E_4 und ebenso auch A_1 mit B_1, A_2 mit B_2, A_3 mit B_3 u. ſ. w. in Berührung. Deshalb findet man auch die Zahncurve $B\,B_1\,B_2\,B_3\,B_4$, wenn man in beliebigen Punkten A, A_1, A_2, A_3 u. ſ. w. der gegebenen Zahncurve Perpendikel errichtet, und den Theilkreis, welcher dieſer Zahncurve angehört, nach und nach um die Bögen DD_1, DD_2, DD_3, DD_4 fortwälzt, welche durch dieſe Perpendikel von dem Theilkreiſe abgeſchnitten werden: die Punkte A_1, A_2, A_3, A_4 kommen dabei in die Lagen B_1, B_2, B_3 und B_4, und geben dadurch den Lauf der geſuchten Zahncurve an. Wenn man die Curve $A\,A_4$ in verſchiedenen Lagen aufzeichnet, welche ſie während des Wälzens einnimmt, ſo erhält man die Curve $B\,B_4$ auch dadurch, daß man einen Zug führt, welcher alle dieſe Curven berührt, denn es iſt die geſuchte Zahncurve die ſogenannte Umhüllungscurve (franz. enveloppante; engl. involute) der gegebenen. Zahnform.

§. 60. Man kann nun für die Zähne des einen Rades beliebige Formen annehmen, und nach dem Vorhergehenden die Zahnformen des zweiten Rades finden.

1) Sind die Zähne A, A_1 . . . des Getriebrades ACA, Figur 152, bloße Punkte, oder unendlich dünne Stäbe, parallel zur Umdrehungsaxe C, ſo erhält man die Zahncurve B_1D_1 des Treibrades, wenn man den Theilkreis ACA des erſten Rades auf dem Theilkreiſe KDL des zweiten fortwälzt, denn es iſt dann bei jeder Stellung der Zähne gegen einander der Weg AA_1 im Theilkreis des einen Rades gleich dem Wege DD_1 im Theilkreiſe des anderen. Befindet ſich der Theilkreis ACA außerhalb des Theilkreiſes KL, wie in I., ſo beſteht die Zahncurve B_1D_1 oder BD in einer Epicycloide, befindet er ſich aber innerhalb KL, wie in II., ſo bildet B_1D_1 oder BD eine Hypocycloide (ſ. Ingenieur, S. 244 u. ſ. w). Der Theorie dieſer Curven zu Folge geht die Normale B_1D zum Bogen B_1D_1 ſtets durch den Punkt A (D), es entſprechen daher auch dieſe Formen der Forderung des letzten Paragraphen.

Fig. 152.



2) Werden die Zähne des Getriebrades ACA, Fig. 153, von radialen Linien AB, A_1B_1 u. ſ. w. gebildet, ſo ſind die Zähne DE, D_1E_1 u. ſ. w.

Digitized by Google

Zahnform. des Treibrades MDD_1 nach Epi- oder Hypocycloiden zu formen, die entstehen, wenn man einen Kreis AE_1C, dessen Durchmesser dem Halbmesser CA des Theilkreises vom Getriebe gleich ist, auf dem Theilkreise KL des Treibrades fortwälzt, denn es ist in diesem Falle der Bogen DE_1 des Erzeugungskreises gleich den Bögen DD_1 und AA_1 der Theilkreise, es sind also die gleichzeitigen Wege in beiden Theilkreisen gleich groß. Da die Normale E_1A im Berührungspunkte E_1 stets durch den Berührungspunkt $A(D)$ der Theilkreise geht, so sind auch schon aus diesem Grunde die angegebenen Zahnformen die angemessenen.

Während bei der Construction in Fig. 152, der Berührungspunkt A im Theilkreise fortgeht, rückt er hier in dem Erzeugungskreise AC fort.

Bei den eben besprochenen Anordnungen fängt der Angriff in der Centrallinie CM an, und endigt sich bei $B_1(E_1)$; will man aber KML durch ACA in Umtrieb setzen, so beginnt der Angriff in $B_1(E_1)$ und endigt sich bei $A(D)$ in der Centrallinie.

Fig. 153.

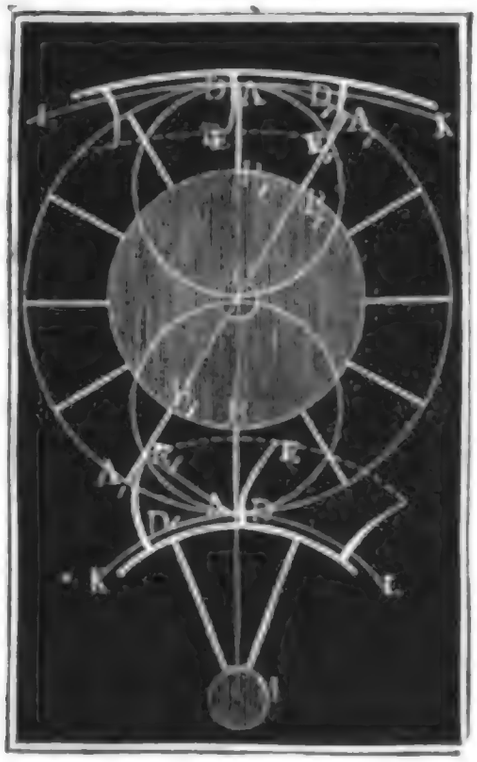
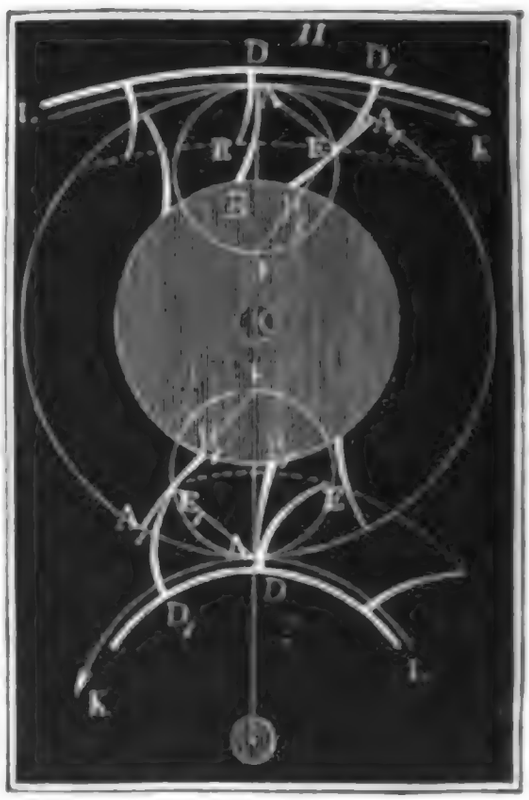


Fig. 154.



§. 61. Man kann auch die Zähne beider Räder nach krummen Linien formen.

1) Wälzt man einen beliebigen Erzeugungskreis AE_1F, Fig. 154, I. und II., auf den Theilkreisen beider Räder, so beschreibt ein Punkt E_1 desselben in I. einen Hypocycloidenbogen E_1A_1 und einen Epicycloidenbogen E_1D_1 und in II. zwei Hypocycloidenbögen E_1A_1 und E_1D_1, nach welchen man die Zähne beider Räder gestalten kann, denn es ist hierbei der Bogen AA_1 gleich dem Bogen DD_1, und auch E_1A oder E_1D die

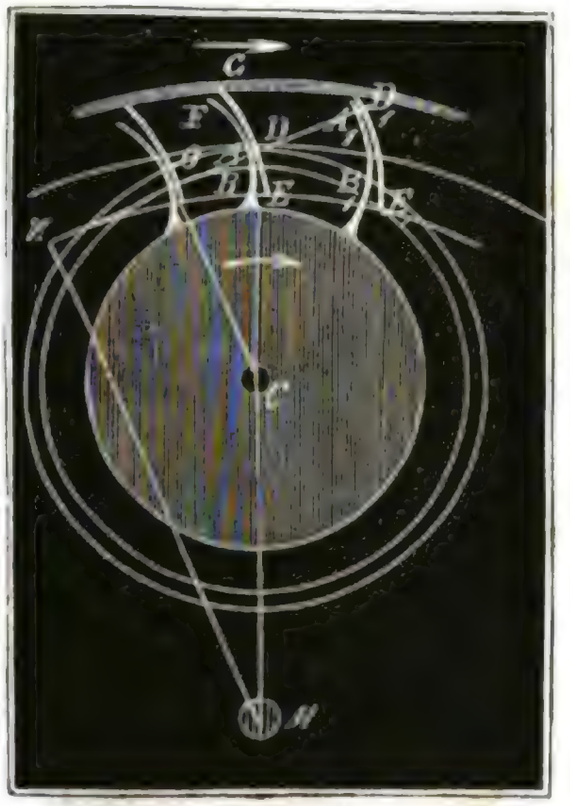
Digitized by Google

gemeinschaftliche Normale so wie $E_1 F$ die gemeinschaftliche Tangente zu beiden Curven. Diese Construction schließt auch die vorigen beiden in sich ein. Nimmt man den Erzeugungskreis AF gleich dem Theilkreise des einen Rades, so geht der Bogen $E_1 A_1$ in einen bloßen Punkt über, und nimmt man ihn halb so hoch als den Theilkreis, läßt also F mit C zusammenfallen, so geht der Hypocycloidenbogen $E_1 A_1$ in eine gerade Linie über. Es ist übrigens leicht zu erachten, daß der Berührungspunkt zwischen beiden Zähnen in dem Bogen AE_1 des Erzeugungskreises fortgeht. Zahnform.

2) Legt man durch den Berührungspunkt $A(D)$, Figur 155 und 156 der Theilkreise in willkürlicher Richtung eine Gerade, und fällt man auf diese die Perpendikel CN und MO von den Drehungsaxen C und M

Fig. 155.

Fig. 156.



auf, so erhält man in diesen die Halbmesser zweier Kreise OB und NE, deren **Evolventen** (s. Ingenieur, Seite 246) ebenfalls als Zahnformen beider Räder dienen können. Das Stück OA der Grundlinie NO liefert beim Aufwickeln auf OB den Bogen AB, und das Stück ND beim Aufwickeln auf NE, den Bogen DE; beide Bögen haben in dem gemeinschaftlichen Berührungspunkte $A(D)$, ON zur Normale. Ebenso beschreibt beim Aufwickeln des Stückes OA_1 der Endpunkt A_1 einen Evolventenbogen $A_1 B_1$ und beim Aufwickeln des Stückes ND_1 auf NE_1 den Bogen $D_1 E_1$ und es ist NO abermals die gemeinschaftliche Normale des Berührungspunktes $A_1(D_1)$. Nun ist aber $A_1 B_1$ so wie AB ein Theil von einem größeren Evolventenbogen $B_1 F_1 = BF$, und ebenso DE nur

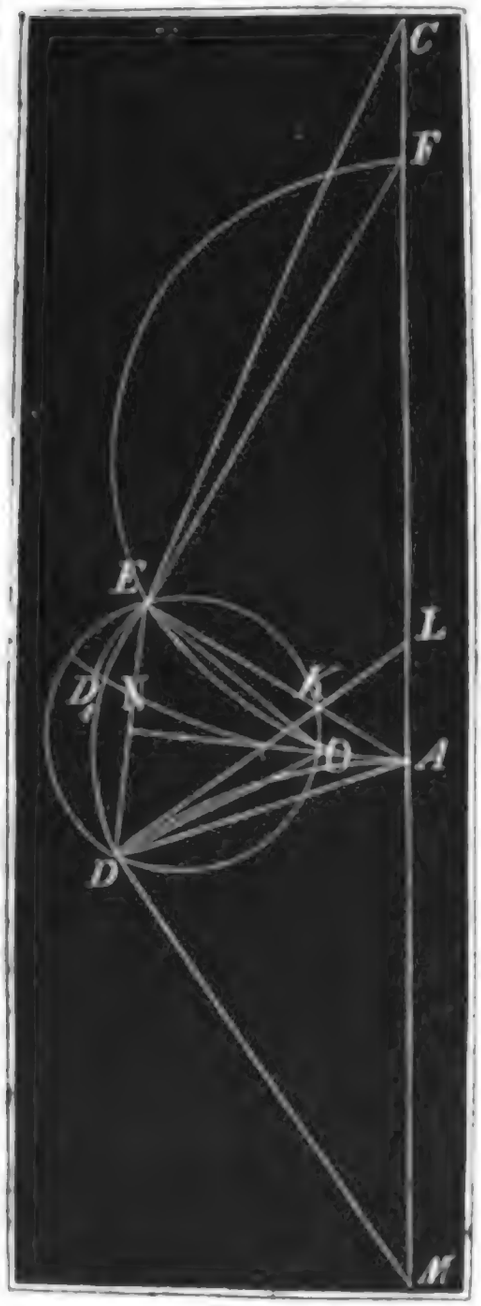
Zahnform. ein Theil von dem größeren Evolventenbogen $EG = E_1D_1$; daher berühren sich auch zwei Evolventenbögen B_1F_1 und D_1E_1 in allen ihren Stellungen während der Umdrehung um M und C so, daß der gemeinschaftliche Berührungspunkt in der Geraden ON bleibt und diese Linie stets eine Normale zu beiden Curven bildet. Geht diese Linie durch den Berührungspunkt der beiden Theilkreise, so sind nach §. 58 die Bögen B_1F_1 und D_1E_1 passende Zahnformen, was jedoch auch aus der Gleichheit:

$$BB_1 = AA_1 = DD_1 = EE_1$$

der gleichzeitigen Wege gefolgert werden kann.

Kreisförmige Zähne. §. 62. Da man es bei den Zahnformen nur mit sehr kurzen Epicycloidenbögen u. s. w. zu thun hat, so kann man auch dieselben durch Kreisbögen ersetzen, ohne bedeutende Abweichungen im Gange des Räderwerkes zu erhalten. Im Folgenden soll nun gezeigt werden, wie die passenden Halbmesser dieser Kreisbögen zu finden sind.

Fig. 157.



Es seien AD und AD_1 die Theilbögen, so wie M und C, Fig. 157, die Axen eines Räderwerkes; ferner AEF ein beliebiger Erzeugungskreis, welcher durch Wälzen auf AD die Zahnform ED des einen Rades AMD_1 und durch Wälzen auf AD_1 die Zahnform ED_1 des Rades ACD_1 giebt. Der Entstehungsweise einer Epicycloide zufolge sind MD und FE Tangenten und folglich die Perpendikel DL und EA Normalen in den Endpunkten D und E des Bogens DE. Wäre nun der Durchschnittspunkt K beider Normalen von D und E gleich entfernt, so würde sich ein aus K durch D und E beschriebener Kreisbogen sehr genau an den Epicycloidenbogen anschließen; da dies aber nicht der Fall ist, so bleibt nur noch übrig, einen Kreisbogen anzugeben, dessen Richtungen in den beiden Endpunkten D und E von dem Epicycloidenbogen gleichviel abweicht. Legen wir durch D, E und K einen Kreis und errichten wir in der Mitte N von DE auf DE ein Perpendikel, so schnei-

Digitized by Google

bei dieſes jenen Kreis in einem Punkte O, aus dem der geſuchte Kreisbogen DE zu beſchreiben iſt, denn da die Peripheriewinkel KDO und KEO einander gleich ſind, ſo weichen auch die Halbmeſſer OD und OE von den Normalen KD und KE, und folglich auch die Kreisbogenenden von den Epicycloidenenden um gleichviel von einander ab. Kreisförmige Zähne.

Der Halbmeſſer $OD = OE = a_1$ dieſes Kreisbogens beſtimmt ſich aus der Sehne $DE = d$ und aus dem Centriwinkel $DKE = DOE = \alpha$ mittels der bekannten Formel $a_1 = \dfrac{d}{2\,sin.\,\frac{\alpha}{2}}$, und es kommt daher nur noch darauf an, Ausdrücke für d und α zu finden.

Auf gleiche Weiſe läßt ſich auch der Halbmeſſer eines Kreisbogens angeben, welcher den Epicycloidenbogen ED_1 erſetzt.

§. 63. Setzen wir den Theilkreishalbmeſſer $MA = r_1$, den Halbmeſſer $\frac{1}{2}AF$ des Erzeugungskreiſes $= r$, ferner den Theilwinkel $AMD = \beta_1$ und den entſprechenden Winkel AFE des Erzeugungskreiſes $= \beta$, ſo haben wir die Sehnen $AD = 2r_1\,sin.\,\frac{\beta_1}{2}$ und $AE = 2r\,sin.\,\beta$, wofür annähernd $AD = AE = r_1\beta_1 = 2r\beta$ zu ſetzen iſt.

Ferner haben wir den Winkel $DAE = 180^0 - DAM - EAF = 180^0 - (90^0 - \frac{1}{2}\beta_1) - (90^0 - \beta) = \frac{1}{2}\beta_1 + \beta$, und es läßt ſich folglich die Sehne

$$DE = d = 2DA\,sin.\,\frac{DAE}{2} = r_1\beta_1\,(\tfrac{1}{2}\beta_1 + \beta)$$

$$= r_1\beta_1^2\left(\tfrac{1}{2} + \frac{\beta}{\beta_1}\right) = \frac{(r + r_1)\,r_1}{2r}\,\beta_1^2 \text{ ſetzen.}$$

Ferner iſt der Winkel $DOE = DKE = 180^0 - DLM - EAF = 180^0 - (90^0 - \beta_1) - (90^0 - \beta) = \beta_1 + \beta$, und daher der geſuchte Halbmeſſer $DO = EO = \dfrac{DN}{sin.\,DON} = \dfrac{\frac{1}{2}d}{sin.\,\frac{1}{2}(\beta + \beta_1)}$,

wofür annähernd $= \dfrac{d}{\beta + \beta_1} = \dfrac{(r + r_1)\,r_1\beta_1^2}{2r(\beta + \beta_1)} = \dfrac{(r + r_1)\,r_1\beta_1}{2r\left(1 + \frac{r_1}{2r}\right)}$,

d i $a_1 = \dfrac{(r_1 + r)\,r_1\beta_1}{r_1 + 2r}$, oder, da $r_1\beta_1$ die Theilung $AD = s$ iſt,

$a_1 = \left(\dfrac{r_1 + r}{r_1 + 2r}\right) s$ geſetzt werden kann.

Um endlich den Halbmeſſer a_2 für den Bogen D_1E zu finden, haben wir in der letzten Formel ſtatt r_1 den Halbmeſſer $CA = r_2$ des zweiten Theilkreiſes und den Halbmeſſer r des Hilfskreiſes negativ einzuſetzen, weshalb folgt $a_2 = \left(\dfrac{r_2 - r}{r_2 - 2r}\right) s$.

Digitized by Google

Kreisförmige Zähne.

Machen wir $r = \frac{1}{2} r_2$, so erhalten wir $a_1 = \left(\frac{2r_1 + r_2}{r_1 + r_2}\right)\frac{s}{2}$, oder da $\frac{r_1}{r_2}$ das Umsetzungsverhältniß ψ ist, $a_1 = \frac{2\psi + 1}{\psi + 1} \cdot \frac{s}{2}$, und

$$a_2 = \infty .$$

Setzen wir hingegen $r = r_2$, so erhalten wir die Krümmungshalbmesser $a_1 = \left(\frac{r_1 + r_2}{r_1 + 2r_2}\right) s = \left(\frac{\psi + 1}{\psi + 2}\right) s$ und

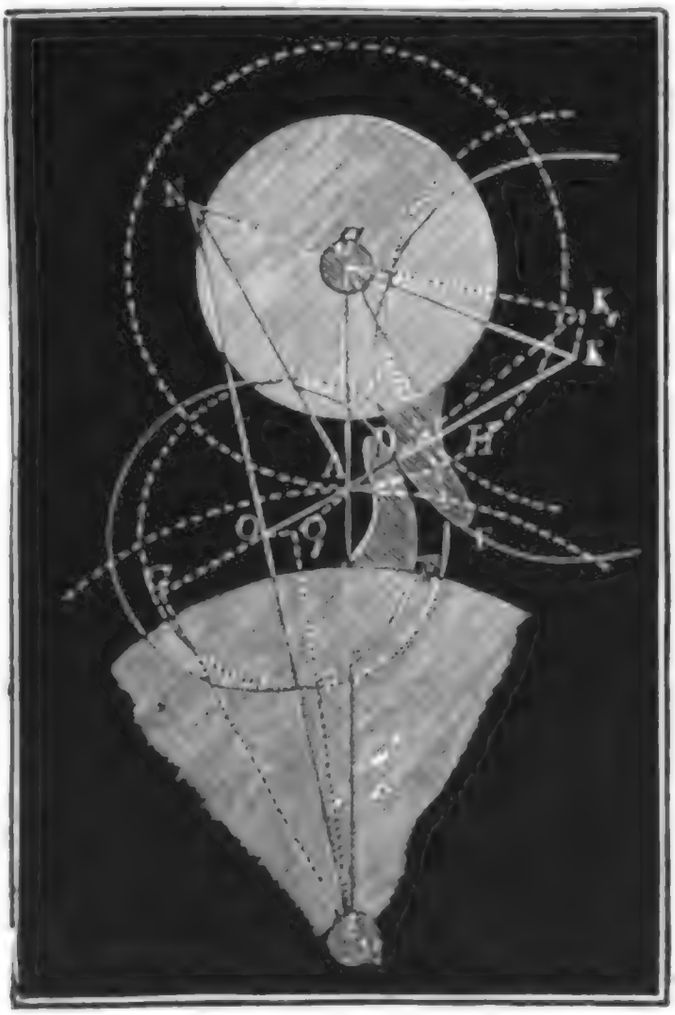
$$a_2 = 0 \; . \; s = 0.$$

In beiden Fällen hat man es mit den in §. 60 abgehandelten und in den Figuren 153 und 152 dargestellten epicycloidischen Zahnconstructionen zu thun. Geht das eine Rad in eine gezahnte Stange über, so hat man $r_1 = \infty$, und daher den Krümmungshalbmesser seiner Zähne $a_1 = s$ zu nehmen.

Willis' Zahnformen.

§. 64. Folgende Betrachtungsweise führt uns noch auf eine andere, zuerst von Willis (s. dessen Principles of Mechanism) angegebene Zahnconstruction. Die Berührungslinie KO zweier kreisförmigen Zähne, geht nicht allein durch die Mittelpunkte K und O der Kreisbögen DE und DF, Figur 158, wonach diese Zähne geformt sind, sondern ist auch während des Eingreifens oder Fortrückens dieses Zähnepaares immer von derselben Größe, nämlich gleich der Summe der beiden Krümmungshalbmesser OD und KD. Nun bewegt sich aber O in einem Kreisbogen OO_1 um M und K in einem Kreisbogen KK_1 um C, es ist daher nach I. §. 96 anzunehmen, daß sich OK in einem kleinen Bogen um den Punkt N drehe, in welchem sich die Geraden MO und KC durch die Drehaxen M und C schneiden. Da aber auch OK in allen Stellungen durch den Punkt A

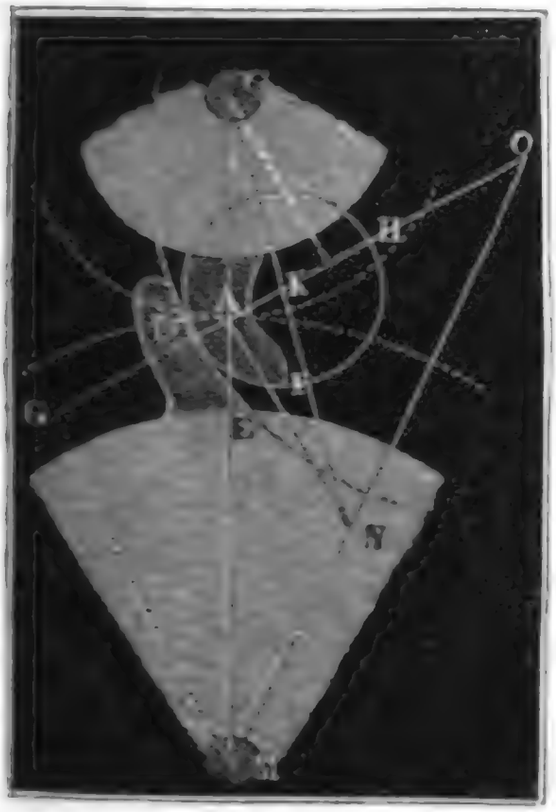
Fig. 158.



gehen soll, in welchem sich die Theilkreise beider Räder berühren (§ III. §. 58), so darf die Bewegung des Punktes A der Linie OK nur in der Richtung dieser Linie vor sich gehen; es muß also OK Tangente von dem kleinen Bogen sein, welchen A beschreibt, während O den Bogen OO_1 und K den Bogen KK_1 durchläuft, und daher das Centrum N auch in der Normale liegen, welche sich in A auf OK errichten läßt. Willkürliche Zahnformen.

Umgekehrt findet man daher auch die Mittelpunkte O und K der Kreisbogen DE und DF für die Zähne, wenn man durch A eine willkürliche Linie GH zieht, auf dieser in A ein willkürliches Perpendikel AN errichtet, und von dem Endpunkte N desselben nach den Drehaxen M und C der Räder gerade Linien NM und NC zieht; die Durchschnittspunkte O und K dieser Linien mit GH sind die gesuchten Mittelpunkte der Zahnkreise, und theilt man nun noch OK beliebig in D, so erhält man in OD und KD die fraglichen Krümmungshalbmesser.

Fig. 159.



Legt man das Perpendikel AN, Fig. 159 auf die andere Seite von GH, so fallen die Mittelpunkte O und K auf eine Seite von A und es ist dann der eine Zahnbogen DE concav.

§. 65. Die Krümmungsmittelpunkte O und K, Fig. 158, bestimmen sich mittels der Rechnung auf folgende Weise. Setzen wir den Winkel $CAK = MAO$, um welchen die mittlere Drucklinie von der Centrallinie MC abweichen soll, $= \Theta$ und die Normale $AN = k$, die Abstände AO und AK der Krümmungsmittelpunkte O und K von dem Berührungspunkte A der Theilkreise $= x_1$ und x_2, und behalten wir die Bezeichnung der Theilkreishalbmesser MA und CA durch r_1 und r_2 aus dem Früheren bei. Es sind dann die Perpendikel von M und C auf GH:

$$MG = r_1 \sin.\Theta \text{ und } CH = r_2 \sin.\Theta,$$

und die Abschnitte derselben auf GH von A aus,

$$AG = r_1 \cos.\Theta \text{ und } AH = r_2 \cos.\Theta.$$

Hieraus folgt nun $GO = GA - OA = r_1 \cos.\Theta - x_1$ und

$$HK = AK - AH = x_2 - r_2 \cos.\Theta.$$

Aus der Aehnlichkeit der Dreiecke ONA und OMG ergiebt sich die Pro-

Willis Zahnformen.

portion $\frac{AO}{AN} = \frac{GO}{GM}$, d. i. $\frac{x_1}{k} = \frac{r_1 \cos.\Theta - x_1}{r_1 \sin.\Theta}$,

und es folgt hieraus $x_1 = \frac{k r_1 \cos.\Theta}{k + r_1 \sin.\Theta}$,

und auf gleiche Weise folgt aus der Proportion

$$\frac{AK}{AN} = \frac{HK}{CH}, \text{ d. i. } \frac{x_2}{k} = \frac{x_2 - r_2 \cos.\Theta}{r_2 \sin.\Theta}, \text{ oder}$$

$$x_2 = \frac{k r_2 \cos.\Theta}{k - r_2 \sin.\Theta}.$$

Für den Fall in Fig. 159, wo eine Zahnfläche DE concav ist, hat man

$$OA = x_1 = \frac{k r_1 \cos.\Theta}{r_1 \sin.\Theta - k} \text{ und } KA = x_2 = \frac{k r_2 \cos.\Theta}{r_2 \sin.\Theta + k}.$$

Nimmt man $k = r_1 \sin.\Theta$, so fällt x_1 unendlich groß aus, und es geht der Kreisbogen DE in eine gerade Linie über. Nimmt man für alle Räder k und Θ gleich groß an, so erhält man nach der letzten Formel den Radhalbmesser, bei welchem die Zahnfläche DE eben ausfällt, $r = \frac{k}{\sin.\Theta}$, und die Halbmesser für Räder mit concaver Zahnfläche DE stets größer als $r = \frac{k}{\sin.\Theta}$. Setzen wir den Minimalwerth $r = \frac{k}{\sin.\Theta}$ in die letzten Formeln für x_1 und x_2, so erhalten wir

$$x_1 = \frac{r r_1 \cos.\Theta}{r_1 - r} \text{ und } x_2 = \frac{r r_2 \cos.\Theta}{r_2 + r}.$$

Nun hat man aber bei der Theilung s, für die Zähnezahlen n, n_1 und n_2 bei Rädern mit den Halbmessern r, r_1 und r_2

$$n = \frac{2\pi r}{s}, \; n_1 = \frac{2\pi r_1}{s} \text{ und } n_2 = \frac{2\pi r_2}{s},$$

daher folgt

$$x_1 = \frac{n n_1}{n_1 - n} \cdot \frac{s}{2\pi} \cos.\Theta \text{ und } x_2 = \frac{n n_2}{n_2 + n} \cdot \frac{s}{2\pi} \cos.\Theta,$$

oder, wenn man mit Willis $\Theta = 75$ Grad und die kleinste Zähnezahl $n = 12$ annimmt,

$$x_1 = \frac{12 \cos.75^0}{2\pi} \cdot \frac{n_1 s}{n_1 - 12} = 0{,}4943 \frac{n_1 s}{n_1 - 12} \text{ und}$$

$$x_2 = \frac{12 \cos.75^0}{2\pi} \cdot \frac{n_2 s}{n_2 + 12} = 0{,}4943 \frac{n_2 s}{n_2 + 12}.$$

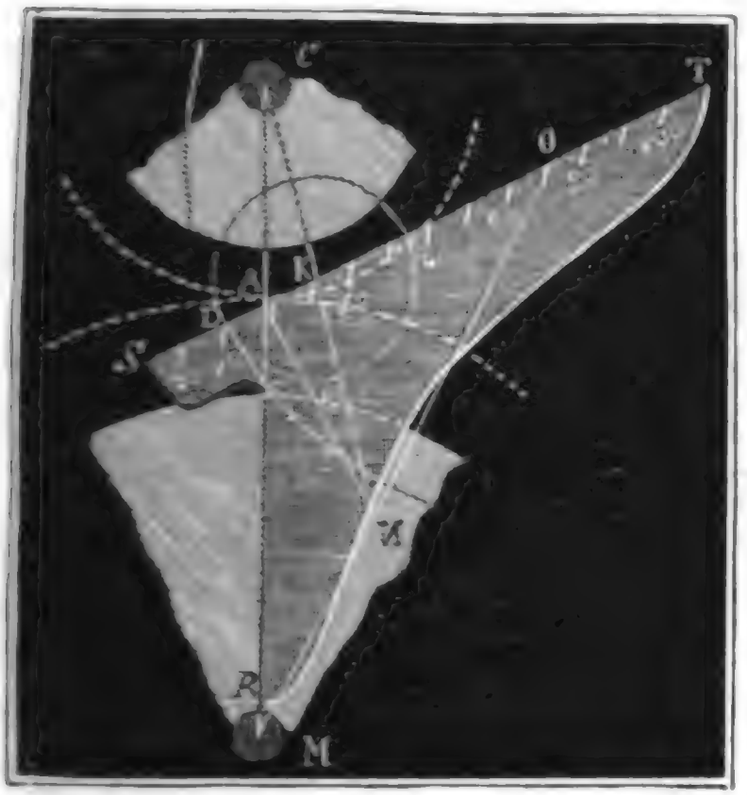
Odontographe.

§. 66. Zur Construction der Zahncurven kann man sich besonderer Apparate, die man Odontographe nennt, bedienen. Bei Anwendung von Kreisbögen reicht hierzu der Zirkel aus, jedoch kann man sich zur Aus-

Digitized by Google

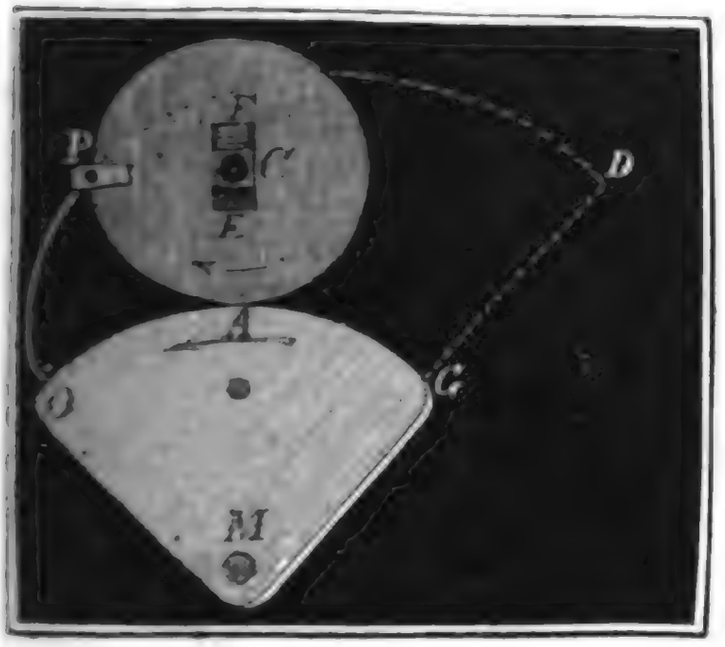
mittelung der Mittelpunkte K und O nach Willis eines in Fig. 160 abgebildeten Winkelhakens STR bedienen, den man mit dem einen Schenkel AR an die Centrallinie CM so anlegt, daß der Nullpunkt (o) des anderen Schenkels ST an den Berührungspunkt A der Theilkreise zu liegen kommt. Die nach den letzten Formeln zu berechnenden Abscissen (x_1 und x_2) der Mittelpunkte der Zahnbögen, werden nun auf der Eintheilung des Schenkels abgelesen. Odontographe.

Fig. 160.



Ueber die geometrische Construction der Epicycloiden, Evolventen u. s. w wird im „Ingenieur“, Seite 243 bis 246, das Nöthige gesagt, hier möge aber noch die mechanische Construction dieser Zahncurven durch Odontographe abgehandelt werden. Den Apparat zur Construction einer Epicycloide OPD, zeigt F. 161; AM ist eine um die Axe M drehbare, nach einem Bogen OAG des Grundkreises abgerundete und ACP eine andere um C drehbare, und den Erzeugungskreis vorstellende Scheibe. Damit beim Umdrehen der einen Scheibe auch die andere mit umlaufe, wird das Lager EF der Achse C durch eine Spiralfeder in der Richtung CM und dadurch auch diese Scheibe gegen die andere gedrückt; die Reibung, welche hieraus zwischen den Radumfängen entsteht, macht nun, daß das eine Rad dem andern mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit folgt. Beide Scheiben liegen auf einer ebenen Tafel, auf welcher die Axe M festsitzt, und

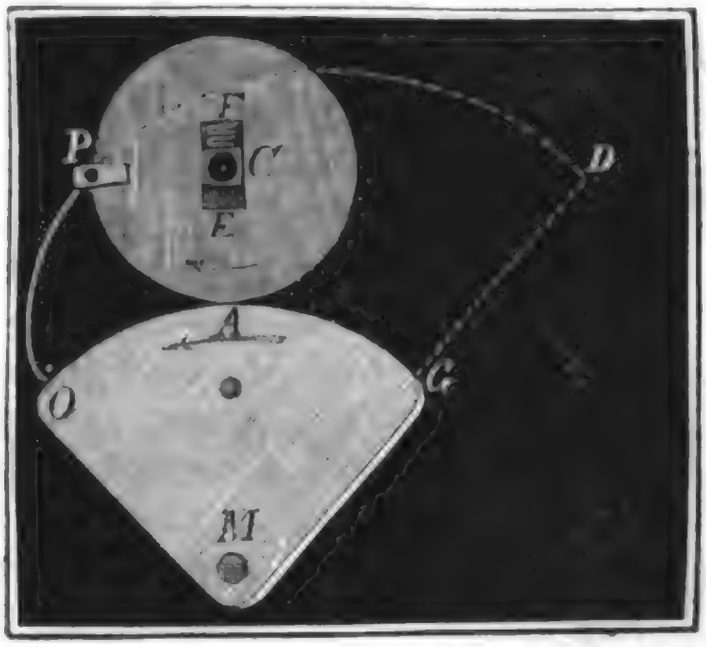
Fig. 161.



Digitized by Google

Odontograph. in welcher ein Spalt zur Aufnahme der Feder F und des Zapfenlagers EF ausgenommen ist. Um einen Epicycloidenbogen zu beschreiben, wird an der untern Fläche von OMG ein Blatt Papier angeklebt, und an dem Umfange von ACP ein Stift P befestigt; dreht man nun die erste Scheibe mit dem Blatte um M, so zeichnet P auf dieses den Epicycloidenbogen OP, der sich durch weiteres Umdrehen bis auf eine halbe Epicycloide OPD ausdehnen läßt.

Fig. 162.



Hypocycloiden lassen sich auf gleiche Weise mittels eines in Fig. 163 abgebildeten Apparates construiren. Dreht man den Sector OG um seine Axe M herum, so zeichnet der Stift P am Umfange der Scheibe APC auf das Blatt, welches mit OG umläuft, die **Hypocycloide OPD**, die auch durch Umwälzen des Kreises AP auf der inneren Seite des Bogens OG beschrieben werden würde.

Fig. 163.

Fig. 164.

Digitized by Google

Läßt man den inneren Umfang eines Kreisbogens PQ, Fig. 164, auf dem Umfange eines kleineren Kreises AO wälzen, befestigt man also bei diesem Apparate das Blatt Papier auf der Scheibe AOC und den Stift P auf dem Umfang des Bogens PAQ, so beschreibt P eine andere Hypocycloide OPD, welche den Spirallinien beizuzählen ist. Odontographe.

Fig. 165.

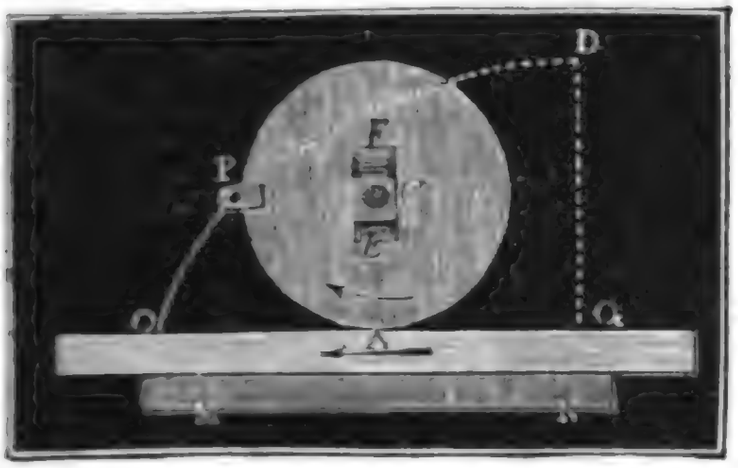
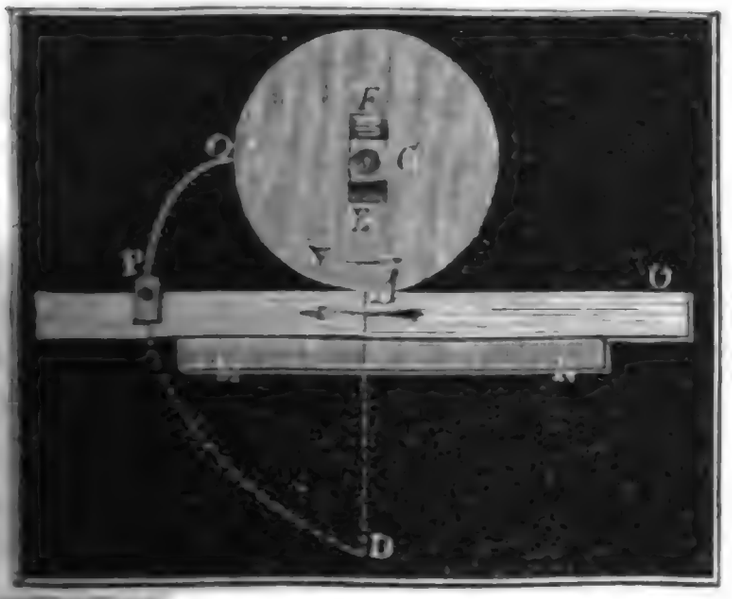


Fig. 166.



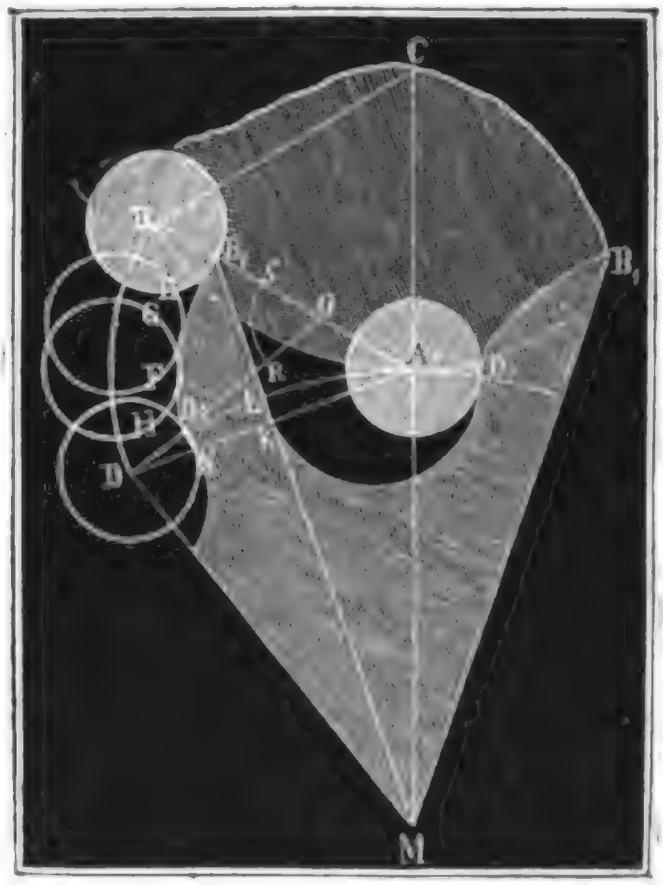
Ersetzt man den einen Bogen oder die eine Scheibe durch eine gerade Linie oder Lineal OG, Fig. 165, oder PQ, Fig. 166, und schiebt man dasselbe in der Führung MN tangential an dem Umfange einer ebenfalls durch eine Feder FE angedrückten Scheibe AC hin, so erhält man eine Cycloide OPD, wenn, wie in Fig. 165, das Blatt Papier auf dem Lineale und der Stift P auf der Scheibe festsitzt, und dagegen eine Kreisevolvente wie OPD in Fig. 166, wenn das Blatt Papier von der Scheibe ACO und der Stift P vom Lineale PQ getragen wird.

§. 67. Es ist nun zu zeigen, wie die im Vorstehenden mitgetheilten Regeln über die besten Zahnformen, auf die Zahnconstructionen wirklich angewendet werden. Um zunächst die erste der in §. 60 mitgetheilten Regeln praktisch anzuwenden, können wir die Zähne $A, B \ldots$ des einen Rades, welche wir uns dort als Punkte oder als parallel zur Umdrehungsaxe laufende gerade Linien gedacht haben, durch einen Cylinder oder sogenannten Triebstock ersetzt denken, dessen Axe mit dieser Linie zusammenfällt. In diesem Falle befindet sich der Berührungspunkt nicht mehr in der Linie oder in der Mitte B, Fig. 167 (auf folgd. Seite), des Triebstockes, sondern er steht stets um die halbe Dicke $BB_1 = DD_1$ desselben davon ab, und es muß daher auch die Vorderfläche des Zahnes nach einer krummen Linie Drehlinge.

Digitized by Google

Drehlinge. geformt werden, die von dem Epicycloidenbogen BD an allen Stellen um $BB_1 = DD_1$ absteht. Man findet diese Curve B_1D_1, die man auch eine Parallele oder Aequidistante zur gegebenen nennt, wenn man mit dem gegebenen Abstande $BB_1 = DD_1$ als Halbmesser, aus der letzteren viele Kreisbögen, wie EF, GH u. s. w. beschreibt, und einen Zug führt, welcher alle diese Bögen berührt.

Fig. 167.



Wird der Drehling ABC von dem Zahnrade AMD in Bewegung gesetzt, so erfolgt der Eingriff, wenn die Axe A des Triebstockes in der Centrallinie CM der beiden Räder steht, und es tritt das Ausstreichen ein, wenn sich die Triebstockaxe um die Theilung $AB = s$ von der Centrallinie entfernt hat. Setzt dagegen der Drehling das Zahnrad in Umdrehung, so tritt das umgekehrte Verhältniß ein, es beginnt der Eingriff in B_1 und hört derselbe in D_1 auf. In beiden Fällen ist immer nur ein Zahn mit einem Triebstocke in Eingriff; nimmt man aber $AB = AD$ größer als die Theilung oder verlängert man den Zahnbogen D_1B_1 noch etwas über B_1 hinaus, so kommen zum Theil zwei Zähne mit zwei Triebstöcken in Eingriff. Da beide Räder in A einerlei Bewegungsrichtuug haben, so ist jedenfalls der Eingriff daselbst ein vollkommener und weniger leicht mit Stößen verbunden als der in B_1 außerhalb der Centrallinie. Sind überdieß die Zähne von Holz, so würde sich im letztern Falle bei der Bewegung des Triebstockes gegen den Spahn der Zähne eine größere Reibung und ein stärkeres Abführen der Zähne herausstellen. Deshalb läßt man denn auch immer nur den Drehling (mit Triebstöcken) von dem Zahnrade in Umdrehung setzen. Vollständige Constructionen von Räderwerken mit Drehlingen führen die Figuren 168 und 169 vor Augen. In Figur 168 ist sowohl der Fall abgebildet, wo der Drehling ACB ein Rad von außen, als auch der, wo er ein Rad von innen berührt. Im ersten Falle hat man es bekanntlich mit einer Epi- und im zweiten mit einer Hypocycloide DBE zu thun. Figur 169

Digitized by Google

Fig. 168.

Fig. 169.

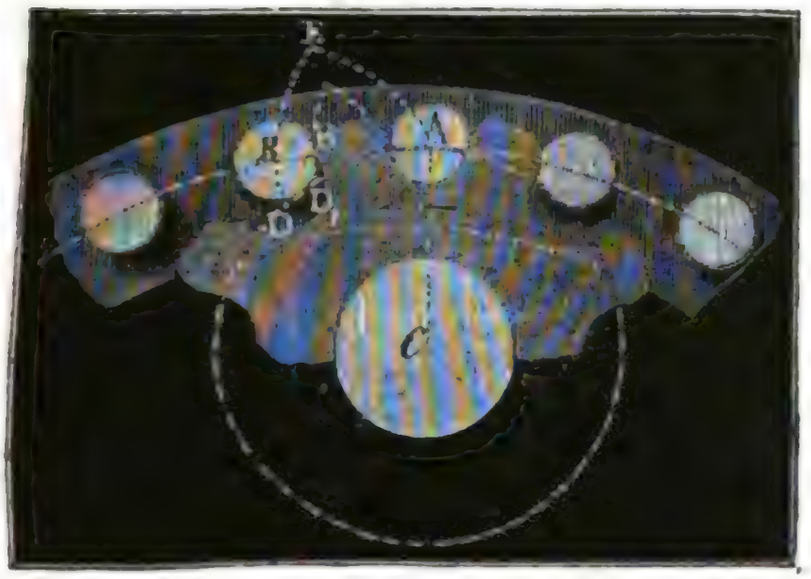
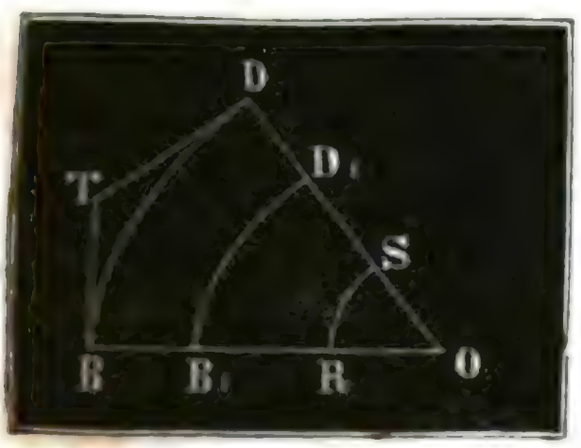


Fig. 170.

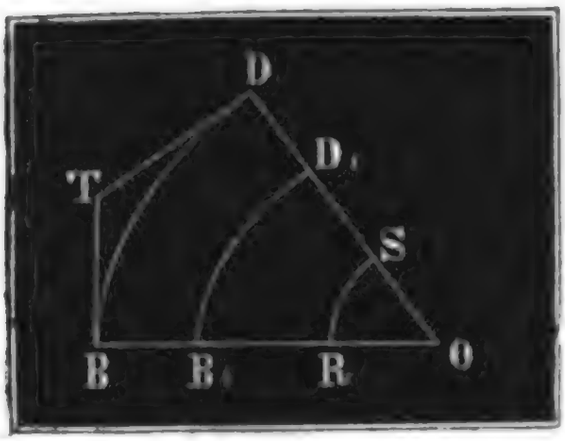


zeigt den Fall, wo der Drehling oder das Rad mit Triebſtöcken A, B ... ein kleineres Zahnrad ACD von innen ergreift.

Anmerkung. Die Aequidiſtante $B_1 D_1$, Fig. 170, zu einer Curve BD ſteht in folgenden merkwürdigen Beziehungen zu BD. Erſtens läuft ſie an allen Stellen, wie B_1, D_1 u. ſ. w., welche um gleichviel von BD abſtehen mit den entſprechenden Stellen B, D u. ſ. w. von BD parallel; es iſt alſo die Berührungslinie in B_1 parallel der in

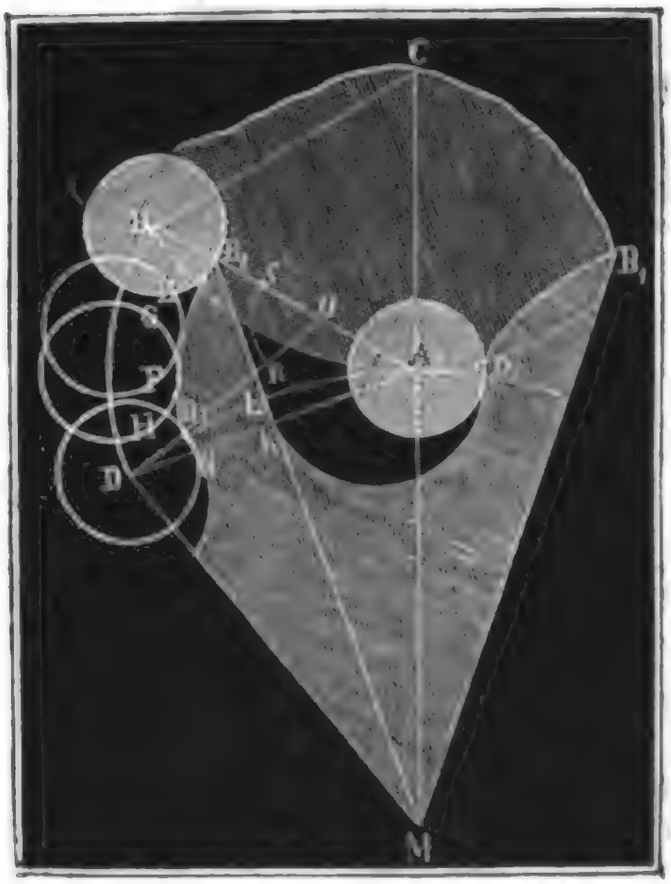
Drehlinge.

Fig. 171.



B, die in D_1 parallel der in D u. s. w. Zweitens ist die Länge des Bogens $B_1 D_1$ der Aequidistante um einen Kreisbogen RS kleiner oder größer als der entsprechende Bogen der gegebenen Curve, der zum Halbmesser $OR = OS$ den Abstand $BB_1 = DD_1$ zwischen beiden Curven und zum Centriwinkel den Winkel BOD zwischen den beiden Normalen BO und DO hat.

Fig. 172.



§. 68. Die Dimensionen der Zähne eines Drehlingräderwerkes berechnen sich auf folgende Weise. Es seien r_1 und r_2 die Theilkreishalbmesser MA und CA Figur 172, beider Räder, ferner seien β_1 und β_2 die entsprechenden Theilwinkel AMD und ACB, und endlich sei b_1 die Dicke eines Zahnes und b_2 die eines Triebstockes, und zwar jede nahe der halben Theilung

$$\frac{s}{2} = \frac{AB}{2} = \frac{AD}{2}.$$

Die Sehne oder grade Theilung

$AD = s_1$ ist hiernach $= 2\,AM \sin. AMD = 2\,r_1 \sin. \frac{\beta_1}{2}$, und

$AB = s_2 = 2\,AC \sin. ACB = 2\,r_2 \sin. \frac{\beta_2}{2}$.

Ferner ist in dem rechtwinkeligen Dreiecke AB_1K die Hypotenuse

$$AB_1 = AB - BB_1 = 2\,r_2 \sin. \frac{\beta_2}{2} - \tfrac{1}{2} b_2$$

und der Winkel $B_1AK = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$, daher die Kathete, oder die Hervorragung des Zahnes über der Sehne AD:

$$B_1K = AB_1 \sin. B_1AK = \left(2\,r_2 \sin. \frac{\beta_2}{2} - \tfrac{1}{2} b_2\right) \sin. \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right).$$

Digitized by Google

Zieht man hiervon die Bogenhöhe Drehlinge.

$$KL = r_1\left(1 - cos.\frac{\beta_1}{2}\right) = 2r_1\left(sin.\ \frac{\beta_1}{4}\right)^2$$

ab, ſo folgt die Höhe des Zahnobertheiles

$$B_1L = h = KB_1 - KL$$

$$= \left(2r_2 sin.\frac{\beta_2}{2} - {}^1/_2 b_2\right) sin.\left(\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\right) - 2r_1\left(sin.\ \frac{\beta_1}{4}\right)^2.$$

Setzt man nun annähernd $2r_2 sin.\frac{\beta_2}{2} = s$, ${}^1/_2 b_2 = \frac{s}{4}$,

$$sin.\left(\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\right) = \frac{\beta_1+\beta_2}{2} = {}^1/_2\left(\frac{s}{r_1} + \frac{s}{r_2}\right) \text{ und}$$

$$sin.\left(\frac{\beta_1}{4}\right)^2 = \frac{\beta_1{}^2}{16} = {}^1/_{16}\left(\frac{s}{r_1}\right)^2,$$

ſo erhält man ſehr einfach

$$h = {}^3/_8 s^2\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right) - {}^1/_8\frac{s^2}{r_1} = \left(\frac{2}{r_1} + \frac{3}{r_2}\right)\frac{s^2}{8},$$

oder durch Einführung der Zähnezahlen $n_1 = \frac{2\pi r_1}{s}$, und $n_2 = \frac{2\pi r_2}{s}$,

$$h = \left(\frac{2}{n_1} + \frac{3}{n_2}\right)\frac{\pi s}{4}.$$

Die Zahndicke iſt, wenn man ſymmetriſche Zähne anwendet, alſo an das Zahnvordertheil B_1KN noch ein congruentes Hintertheil anſetzt, b_1, mindeſtens $= 2NK = 2(AD - DN - AK)$, d. i.

$$b_1 = 2\left[2r_1 sin.\frac{\beta_1}{2} - \frac{b_2}{2} - \left(2r_2 sin.\frac{\beta_2}{2} - {}^1/_2 b_2\right) cos.\left(\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\right)\right],$$

annähernd, da ſich $sin\ \frac{\beta_1}{2} = \frac{\beta_1}{2} - \frac{\beta_1{}^3}{48}$, $sin.\frac{\beta_2}{2} = \frac{\beta_2}{2} - \frac{\beta_2{}^3}{48}$ und

$cos.\left(\frac{\beta_1+\beta_2}{2}\right) = 1 - \frac{(\beta_1+\beta_2)^2}{8}$ ſetzen läßt, und $r_1\beta_1 = r_2\beta_2 = s$ iſt,

$$b_1 = 2\left[r_1\beta_1 - \frac{r_1\beta_1{}^3}{24} - \frac{b_2}{2} - \left(r_2\beta_2 - \frac{r_2\beta_2{}^3}{24} - \frac{b_2}{2}\right)\left(1 - \frac{(\beta_1+\beta_2)^2}{8}\right)\right]$$

$$= 2\left[-\frac{r_1\beta_1{}^3}{24} + \frac{r_2\beta_2{}^3}{24} + \left(r_2\beta_2 - \frac{b_2}{2}\right)\frac{(\beta_1+\beta_2)^2}{8}\right],$$

oder, da ſich $b_2 = \frac{s}{2}$ ſetzen läßt,

$$b_1 = \frac{s}{4}\left(-\frac{\beta_1{}^2}{3} + \frac{\beta_2{}^2}{3} + {}^3/_4(\beta_1+\beta_2)^2\right) = (5\beta_1{}^2 + 18\beta_1\beta_2 + 13\beta_2{}^2)\frac{s}{48}.$$

Führt man endlich $\beta_1 = \frac{2\pi}{n_1}$ und $\beta_2 = \frac{2\pi}{n_2}$ ein, ſo erhält man

$$b_1 = \left(\frac{5}{n_1{}^2} + \frac{18}{n_1 n_2} + \frac{13}{n_2{}^2}\right)\frac{\pi^2 s}{12}.$$

Digitized by Google

Drehlinge. Nun darf aber b_1 höchstens $= \frac{s}{2}$ sein, daher folgt die Bedingung für die kleinsten Zähnezahlen: $\frac{5}{n_1^2} + \frac{18}{n_1 n_2} + \frac{13}{n_2^2} = \frac{12}{2 \cdot \pi^2} = 0{,}608.$

Für $n_1 = n_2$ erhält man hiernach $\frac{36}{n_1^2} = 0{,}608$, und

$$n_1 = n_2 = \sqrt{\frac{36}{0{,}608}} = 7{,}7, \text{ d. i. mindestens } 8.$$

Für $n_1 = \infty$, also für einen Drehling mit Zahnstange, erhält man aber

$$n_2 = \sqrt{\frac{13}{0{,}608}} = 4{,}6, \text{ also wenigstens} = 5,$$

für $n_2 = \infty$, also für eine Stange mit Triebstöcken, stellt sich endlich

$$n_1 = \sqrt{\frac{5}{0{,}608}} = 2{,}9, \text{ also mindestens} = 3 \text{ heraus.}$$

Bei Anwendung eines Rades mit innerer Verzahnung geht $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ in $\frac{\beta_2 - \beta_1}{2}$ über, weshalb $h = \left(\frac{3}{n_2} - \frac{2}{n_1}\right) \frac{\pi s}{4}$ und

$$b_1 = \left(\frac{5}{n_1^2} - \frac{18}{n_1 n_2} + \frac{13}{n_2^2}\right) \frac{\pi^2 s}{12} \text{ ausfällt,}$$

und die obige Bedingung für die kleinsten Zähnezahlen in folgende übergeht,

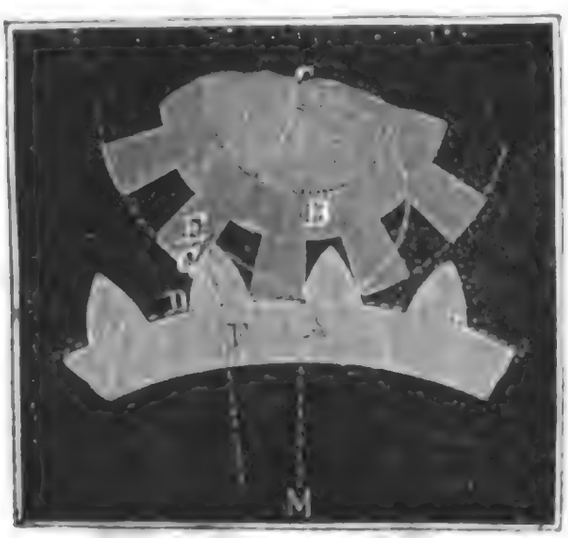
$$\frac{5}{n_1^2} - \frac{18}{n_1 n_2} + \frac{13}{n_2^2} = 0{,}608.$$

Für $n_1 = 2 n_2$ folgt z. B. hiernach $\frac{21}{n_2^2} = 0{,}608$, daher ist

$$n_2 = \sqrt{\frac{21}{0{,}608}} = 5{,}9, \text{ also die kleinste Anzahl der Triebstöcke } n = 6.$$

Kumpfe. §. 69. Die Anwendung der zweiten Constructionsregel läßt sich unmittelbar in der Praxis so anwenden, wie in Fig. 173 zu ersehen ist. Die Zahnflächen des einen Rades, und zwar des kleineren, welches man auch, namentlich wenn es aus einem einzigen Stücke besteht, einen Kumpf nennt, sind hier radial, wie z. B. AB; die des anderen wird dagegen von einem Epicycloidenbogen DE gebildet, der entsteht, wenn sich der Kreis ACE, dessen Durchmesser dem Theilkreishalbmesser des Kumpfes gleich ist, auf dem Theilkreis des an-

Fig. 173.



Digitized by Google

deren Rades wälzt. Aus schon oben angegebenen Gründen ist es zweckmäßiger, wenn der Kumpf von dem Rade mit Epicycloidenzähnen getrieben wird, und nicht umgekehrt; wenn der Angriff in A, d. i. in der Centrallinie CM erfolgt, und daher ein Zahn des letzteren Rades einen Zahn des ersten Rades von A nach G schiebt, während er selbst von A nach D geht. Macht man $AD = AE =$ der Theilung s, so ist natürlich immer nur ein Zähnepaar im Eingriff, nimmt man aber $AD = AE$ größer als s, so arbeiten auch mehrere Zähnepaare auf ein Mal. Kumpfr.

Behalten wir die Bezeichnungen des vorigen Paragraphen bei, setzen wir z. B. $CA = r_2$ und $\angle ACE = \beta_2$, so erhalten wir die Höhe des Zahnobertheiles vom Kumpfe:

$$EG = h_2 = CG - CE = r_2 - r_2 \cos.\beta_2 = r_2(1 - \cos.\beta_2),$$
$$= 2r_2\left(\sin.\frac{\beta_2}{2}\right)^2, \text{ und annähernd} = \tfrac{1}{2} r_2 \beta_2^2 = \frac{\pi s}{n_2};$$

dagegen folgt die Höhe eines Zahnes vom Rade AMD:

$$EF = h_1 = ME - MF = \sqrt{MA^2 + AE^2 - 2\,MA\,.\,AE\cos.MAE} - MA$$
$$= \sqrt{r_1^2 + r_2^2(\sin.\beta_2)^2 + 2r_1 r_2(\sin.\beta_2)^2} - r_1$$
$$= \sqrt{r_1^2 + r_2(r_2 + 2r_1)(\sin.\beta_2)^2} - r_1,$$

annähernd

$$= \frac{r_2(r_2 + 2r_1)}{2r_1}(\sin.\beta_2)^2 = \frac{(2r_1 + r_2) r_2 \beta_2^2}{2r_1} = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{2}{n_2}\right)\pi s.$$

Die Dicke b_1 eines Zahnes muß mindestens $= 2DF$ sein; setzen wir sie $= 2DF = 2(AD - AF)$, so erhalten wir

$$b_1 = 4r_1 \sin.\frac{\beta_1}{2} - 2EA\cos.EAF = 4r_1 \sin.\frac{\beta_1}{2} - 2r_2 \sin.\beta_2 \cos.\left(\frac{\beta_1}{2} + \beta_2\right),$$

d. i. annähernd

$$b_1 = 2r_1\beta_1 - \frac{r_1\beta_1^3}{12} - (2r_2\beta_2 - \tfrac{1}{3} r_2\beta_2^3)\left[1 - \tfrac{1}{2}\left(\frac{\beta_1 + 2\beta_2}{2}\right)^2\right]$$
$$= \left(-\frac{\beta_1^2}{12} + \frac{\beta_2^2}{3} + \frac{(\beta_1 + 2\beta_2)^2}{4}\right) s = (\tfrac{1}{6}\beta_1^2 + \beta_1\beta_2 + \tfrac{4}{3}\beta_2^2)\, s$$
$$= \left(\frac{1}{n_1^2} + \frac{6}{n_1 n_2} + \frac{8}{n_2^2}\right)\frac{2\pi^2 s}{3}.$$

Setzen wir nun noch $b_1 = \tfrac{1}{2} s$, um mindestens symmetrische Zähne zu erhalten, so folgt die Bedingung

$$\frac{1}{n_1^2} + \frac{6}{n_1 n_2} + \frac{8}{n_2^2} = \frac{3}{4\pi^2} = 0{,}76.$$

Für $n_1 = n_2$ folgt hiernach $\frac{15}{n_1^2} = 0{,}076$, daher $n_1 = \sqrt{\frac{15}{0{,}076}} = 14$;

Kumpfe. für $n_1 = \infty$, erhält man aber $n_2 = \sqrt{\frac{8}{0{,}076}} = 10{,}25$, und für $n_2 = \infty$, ergiebt sich $n_1 = \sqrt{\frac{1}{0{,}076}} = 3{,}6$.

Bei einer Zahnstange mit abgerundeten Zähnen ist also die kleinste Zähnezahl des Getriebes = 11, und bei einer Zahnstange mit ebenen Zähnen ist die kleinste Zähnezahl des Getriebes = 4.

Anmerkung. Die Zahnreibung bei diesem Räderwerke ist dieselbe wie die bei Anwendung eines Trillings und auch dieselbe wie die bei Rädern mit ebenen Zahnflächen, nämlich $F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi \varphi K$ (s. §. 52). Bei einer kleinen Theilung können wir den Reibungsbogen DE seiner Höhe FE gleichsetzen; es ist folglich der relative Reibungsweg, während das Zähnepaar von A nach F rückt,

$$\sigma = DE - GE = h_1 - h_2 = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{2}{n_2}\right) \pi s - \frac{\pi s}{n_2} = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi s,$$

daher bei dem Drucke K, die entsprechende Arbeit der Reibung,

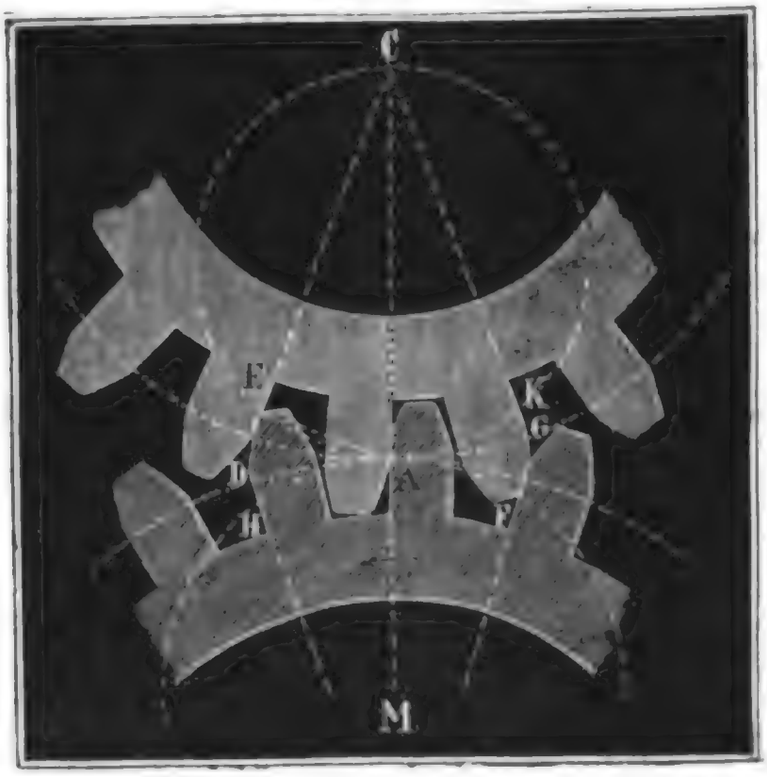
$$L = \sigma . \varphi K = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi \varphi K s,$$

und die Reibung, auf den Theilkreis reducirt,

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) \pi \varphi K.$$

Zusammengesetzte Zahnflächen. §. 70. Wenn der Eingriff der Zahnräder eben so viel vor der Centrallinie beginnen als hinter derselben aufhören soll, so muß man die Zahnfläche eines jeden Rades aus einer epicycloidischen Wölbung und einer ebenen Flanke bestehen lassen. Die Anordnung eines solchen Räderwerkes ist aus Figur 174 zu ersehen. Es sind hier zu den zwei Theilkreisen noch zwei halb so hohe Erzeugungskreise HAF und EAK hinzuzufügen. Trägt man auf diesen von A aus die Theilung s als $AE = AF$ auf und legt man die Bogen $AE = AF$ als $AD = AG$ wälzend auf die Theilkreise auf, so bekommt man die Zahnwölbungen DE und FG, und es sind nun durch Hinzufügung der radiallaufenden Flanken DH und GK die Zahnflächen

Fig. 174.



EDH und FGK leicht zu ergänzen. Um das Räderwerk auch entgegengesetzt laufen lassen zu können, oder um nach Befinden, die Zähne, wenn sie von Holz sind, umsetzen zu können, formt man ihre Hinterflächen genau so wie ihre Vorderflächen. Bei der Bewegung vor der Centrallinie rückt der ebene Theil HD des Treibradzahnes an dem gewölbten Theil FG des Getriebradzahnes hin, und bei der Bewegung hinter derselben schiebt sich die Wölbung DE des Treibradzahnes über der ebenen Flanke GH des Getriebradzahnes hin. Zusammengesetzte Zahnflächen.

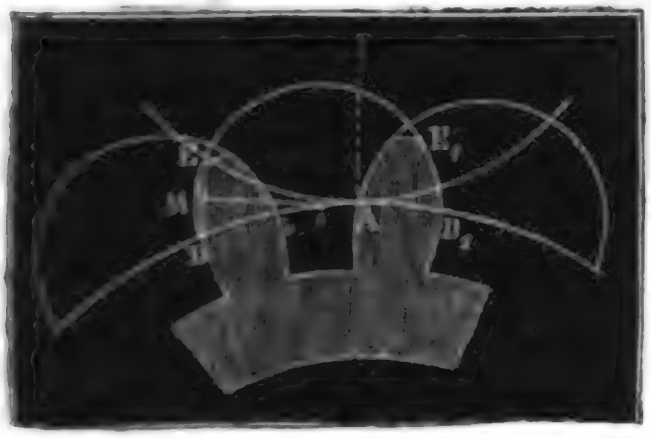
Ist das Getriebe, oder vielmehr das kleinere Rad sehr klein, der Druck K zwischen den Zähnen aber sehr groß, so fallen die Zahnenden oft zu spitz aus, um hinreichenden Widerstand leisten zu können, weshalb man dann den Eingriff von zwei Paar Zähnen aufgeben muß, und $AE = AF$ nur $\frac{3}{4}s$ oder wohl gar nur $\frac{s}{2}$ macht, in welchem letzteren Falle immer nur ein Zähnepaar arbeitet. Sind umgekehrt beide Räder hoch und ist K klein, so kann man mehr als zwei Paar Zähne zugleich arbeiten lassen und deshalb $AE = AF = \frac{3}{2}s$ nehmen.

Uebrigens kann man aber auch die Epicycloidenbögen DE und GF durch Kreisbögen ersetzen und die Halbmesser derselben nach §. 63 berechnen, oder $= \frac{3}{4}s$ nehmen, u. s. w.

Der Vortheil der in diesem Paragraphen abgehandelten Zahnconstruction vor den vorigen (§. 69), liegt besonders darin, daß hier unter übrigens gleichen Umständen stets doppelt so viel Zähnepaare arbeiten als dort, daher auch der Druck zwischen je zwei Zähnen nur halb so groß ist, und deshalb nicht nur ein gleichmäßigerer Gang, sondern auch ein schwächeres Abführen der Zähne erzielt wird.

Selbst dann, wenn man wegen der Kleinheit des einen Rades genöthigt ist, die Zahl der arbeitenden Zähnepaare zu beschränken, oder nach Befinden auf eins herabzuziehen, ist die Anwendung dieser Zahnconstruction von Vortheil, weil durch sie die Abstände der arbeitenden Zähnepaare von der Centrallinie auf das Minimum herabgezogen und dadurch die starken Krümmungen der Zähne und die starken Seitendrücke am Anfang und am Ende des Eingreifens vermieden werden.

Fig. 175.



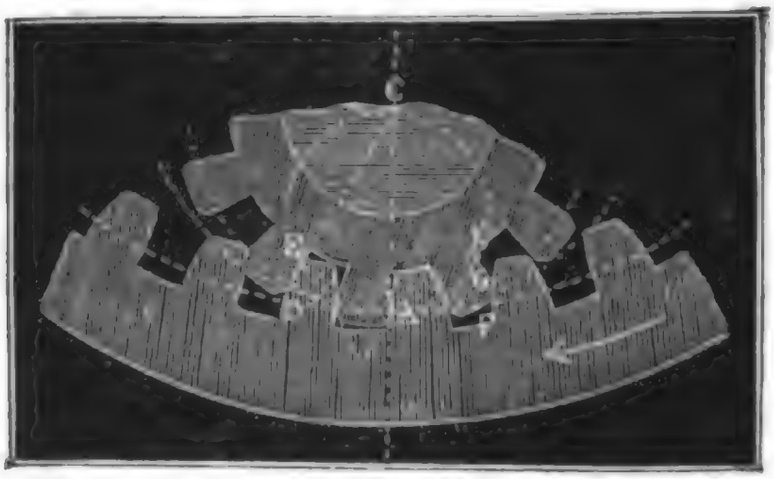
Anmerkung. Den Mittelpunkt (1) Fig. 175, des Kreisbogens, wonach man die Zahnflächen wölbt, findet man meist auch dadurch, daß man in der Mitte M der Sehne DE ein Perpendikel $M1$ errichtet und bis

zum Durchschnitte 1 mit dem Theilkreise AD verlängert. Oft beschreibt man die Zahnwölbung auch mit einem Halbmesser $1D = {}^{3}/_{4}s$ oder mit einem Halbmesser $AD = s$. Wenn die Radhalbmesser sehr ungleich und die Zähne sehr dick sind, so weichen jedoch die dadurch erhaltenen Zahnformen von der regelrechten Form zu sehr ab.

Innere Verzahnung.

§. 71. Bei einem inneren Zahnräderwerke wie Fig. 176, welches nicht selten angewendet wird, um die Umdrehungskraft eines vertikalen Wasserrades ohne Torsion der Wasserradwelle fortzupflanzen, findet man die Zahnformen wie folgt. Es sei C die Umdrehungsaxe des inneren Getriebes,

Fig. 176.



und A der Berührungspunkt der Theilkreise beider Räder, also CA der Halbmesser des Theilkreises des Getriebes oder der Durchmesser des Erzeugungskreises $AECK$ für die Zahnwölbungen des Rades. Nimmt man nun $AE = s$ und wälzt man AE auf dem Theilkreise des letzteren Rades, so beschreibt E die gesuchte Zahnwölbung ED. Nimmt man ferner $AF = AD = AE = s$ und wälzt man diesen Theilkreisbogen auf dem Theilkreise des Getriebes, so beschreibt F die Zahnwölbung FG des Getriebes. Es ist hiernach leicht zu ermessen, welche Berührungen während des Arbeitens eines Zähnepaares vorkommen. Vor der Centrallinie gleitet immer derselbe Punkt D der Zahnfläche DE an der Zahnwölbung FG hin, hinter der Centrallinie hingegen rückt die Zahnfläche DE über der ebenen Flanke GK des Getriebzahnes hin.

Fig. 177.

Aus der ununterbrochenen Berührung des Anfangspunktes D der Zahnfläche mit der Fläche FG erwächst jedenfalls ein stärkeres Abführen des Zahnes an dieser Stelle, und deshalb giebt man oft auch das Arbeiten der Zähne vor der Centrallinie ganz auf, und giebt zu diesem Zwecke dem Getriebe nur ebene Zahnflächen, wie AB, Fig. 177.

Digitized by Google

Innere Verzahnung.

Wenn die Buchstaben r_1, r_2, β_1, β_2, n_1 und n_2 die schon oben wiederholt gebrauchten Bedeutungen auch hier behalten, so haben wir die Zahnhöhe des Getriebrades

$$EG = h_2 = r_2(1 - cos.\,\beta_2) = 2\,r_2\left(sin.\,\frac{\beta_2}{2}\right)^2,$$

annähernd $$= \tfrac{1}{2}\,r_2\beta_2^2 = \frac{s^2}{2\,r_2} = \frac{\pi\,s}{n_2};$$

ferner die Zahnhöhe des Treibrades:

$$EF = h_1 = \sqrt{\overline{AM^2} + \overline{AE^2} - 2\,AM\,.\,AE\,cos.\,EAM} - AM$$
$$= \sqrt{r_1^2 + r_2^2\,(sin.\,\beta_2)^2 - 2\,r_1 r_2\,(sin.\,\beta_2)^2} - r_1$$
$$= \sqrt{r_1^2 - r_2\,(2\,r_1 - r_2)\,(sin\,\beta_2)^2} - r_1,$$

annähernd

$$= \frac{(2\,r_1 - r_2)\,r_2}{2\,r_1}\,(sin.\,\beta_2)^2 = \frac{(2\,r_1 - r_2)\,r_2\beta_2^2}{2\,r_1} = \frac{(2\,r_1 - r_2)\,s^2}{2\,r_1 r_2},\ \text{d. i.}$$

$$h_1 = \left(\frac{2}{n_2} - \frac{1}{n_1}\right)\pi\,s;$$

endlich die Zahnbreite mindestens

$$= 2\,DF = 2\,(AD - AF) = 4\,r_1\,sin.\,\frac{\beta_1}{2} - 2\,AE\,cos.\,EAF,\ \text{d. i.}$$

$$b_1 = 4\,r_1\,sin.\,\frac{\beta_1}{2} - 2\,r_2\,sin.\,\beta_2\,cos.\,(\beta_2 - \tfrac{1}{2}\beta_1),$$

annähernd, wenn man

$$sin.\,\frac{\beta_1}{2} = \frac{\beta_1}{2} - \frac{\beta_1^3}{48},\ sin\,\beta_2 = \beta_2 - \frac{\beta_2^3}{6}\ \text{und}$$
$$cos.\,(\beta_2 - \tfrac{1}{2}\beta_1) = 1 - \tfrac{1}{2}(\beta_2 - \tfrac{1}{2}\beta_1)^2\ \text{setzt,}$$

$$b_1 = 2\,r_1\left(\beta_1 - \frac{\beta_1^3}{24}\right) - 2\,r_2\left(\beta_2 - \frac{\beta_2^3}{6}\right)\left[1 - \tfrac{1}{2}\,(\beta_2 - \tfrac{1}{2}\beta_1)^2\right]$$

$$= -\frac{r_1\beta_1^3}{12} + \frac{r_2\beta_2^3}{3} + r_2\beta_2\,(\beta_2 - \tfrac{1}{2}\beta_1)^2,$$

oder, da $r_1\beta_1 = r_2\beta_2 = s$ ist,

$$b_1 = (\tfrac{1}{6}\beta_1^2 - \beta_1\beta_2 + \tfrac{4}{3}\beta_2^2)\,s,$$

endlich, da $\beta_1 = \frac{2\pi}{n_1}$ und $\beta_2 = \frac{2\pi}{n_2}$ ist,

$$b_1 = \left(\frac{1}{6\,n_1^2} - \frac{1}{n_1 n_2} + \frac{4}{3\,n_2^2}\right)\,.\,4\,\pi^2\,s$$
$$= \left(\frac{1}{6\,n_1^2} - \frac{1}{n_1 n_2} + \frac{4}{3\,n_2^2}\right)\,.\,39{,}478\,.\,s.$$

Setzt man nun $b_1 = \tfrac{1}{2}\,s$ als äußerste Grenze, so erhält man die Bedingung $\frac{1}{6\,n_1^2} - \frac{1}{n_1 n_2} + \frac{4}{3\,n_2^2} = \tfrac{1}{79} = 0{,}0127.$

Innere Verzahnung.

Iſt n_1 ſehr groß, oder unendlich, ſo hat man hiernach $\frac{4}{3 n_2^2} = 0{,}0127$ und $n_2 = \sqrt{105} = 10{,}25$, dann ſind alſo mindeſtens 11 Zähne im Getriebe nöthig; iſt aber $n_2 = \frac{1}{2} n_1$, alſo $n_1 = 2 n_2$, ſo hat man $\frac{7}{8 n_2^2} = \frac{1}{79}$, und $n_2 = \sqrt{69} = 8{,}3$, alſo die Anzahl der Getriebzähne wenigſtens $= 9$.

Anmerkung. Die Arbeit der Zahnreibung iſt bei Durchlaufung der Theilung $AD = AE = s$,

$L = Fs = (DE - GE)\,\varphi K$ annähernd $= (h_1 - h_2)\,\varphi K$

$$= \left[\left(\frac{2}{n_2} - \frac{1}{n_1}\right)\pi s - \frac{\pi s}{n_2}\right]\varphi K = \left(\frac{1}{n_2} - \frac{1}{n_1}\right)\pi\varphi K s,$$

und daher die Zahnreibung ſelbſt, ganz in Uebereinſtimmung mit dem Früheren,

$$F = \left(\frac{1}{n_2} - \frac{1}{n_1}\right)\pi\varphi K.$$

Evolventenzähne.

§. 72. Nach der Kreisevolvente (franz d'éveloppante de cercle; engl. involute of the cercle) werden die Radzähne auf folgende Weiſe conſtruirt. Man errichte im Berührungspunkte A beider Theilkreiſe CA und MA, Fig. 178, ein Perpendikel AB auf der Centrallinie CM, und

Fig. 178.

mache dieſes der Theilung, oder nach Befinden nur Dreiviertel derſelben gleich. Von B ziehe man nun eine Gerade nach der Axe C des kleineren Rades, und fälle von A ein Perpendikel AD gegen BC. Ferner verlängere man AD rückwärts, fälle von M gegen die Verlängerung das Perpendikel, oder, was auf eins hinauskommt, ziehe ML parallel DC, und beſchreibe aus C und M Kreisbögen durch D und L. Macht man nun noch AF gleich AD und wickelt man DF auf DG und LD auf LE auf, ſo erhält man in den Evolventenbögen FG und DE die geſuchten Zahnformen. Nach dieſer Conſtruction iſt nicht nur DF = Bogen DG, ſondern auch AD = Bogen DH, daher die Theilung

Evolventenzähne.

$$s = \frac{CA}{CD} \cdot DH = \frac{CA}{CD} \cdot AD, \text{ und } \frac{s}{AD} = \frac{CA}{CD}.$$

Nun iſt aber auch wegen Aehnlichkeit der Dreiecke BAD und ACD, $\frac{AB}{AD} = \frac{CA}{CD}$, daher folgt denn $AB = s$, und zugleich die Richtigkeit der Conſtruction.

Die Dimenſionen der Evolventenzähne ergeben ſich wie folgt.

Die Hervorragung eines Getriebzahnes FG über ſeinem Theilkreiſe iſt:

$$NF = h_2 = CF - CA = \sqrt{\overline{CA}^2 - \overline{AD}^2 + \overline{FD}^2} - CA = \sqrt{\overline{CA}^2 + 3\overline{AD}^2} - CA$$
$$= \sqrt{r_2^2 + 3s_1^2} - r_2, \text{ wofern } AD = AF \text{ mit } s_1 \text{ bezeichnet wird.}$$

Annähernd iſt nun $h_2 = \frac{3s_1^2}{2r_2} = \frac{3s^2}{2r_2} = \frac{3\pi s}{n_2}$.

Die kleinſte Getriebzahnbreite b_2 iſt

$$= 2ON = 2(AO - AN) = 2(s - r_2\varphi_2)$$

zu ſetzen, wenn φ_2 den Winkel ACF bezeichnet. Nun iſt aber

$$tang.\,\varphi_2 = \frac{AF \,.\, sin.\,FAM}{CA + AF\,cos.\,FAM} = \frac{s_1\,sin.\,CAD}{r_2 + s_1\,cos.\,CAD} = \frac{s_1\,.\,sin.\,ABD}{r_2 + s_1 \cdot \frac{s_1}{r_2}}$$

$$= \frac{s_1^2 r_2}{s(r_2^2 + s_1^2)} = \frac{r_2}{s\left(\frac{r_2^2}{s_1^2} + 1\right)} = \frac{r_2}{s\left(\frac{r_2^2 + s^2}{s^2} + 1\right)} = \frac{r_2 s}{r_2^2 + 2s^2}$$

annähernd $= \frac{s}{r_2}\left(1 - \frac{2s^2}{r_2^2}\right)$, und (nach »Ingenieur«, Seite 225)

$\varphi_2 = tang.\,\varphi_2 - \frac{1}{3}(tang.\,\varphi_2)^3 + \ldots$, daher hier

$$\varphi_2 = \frac{s}{r_2} - \frac{2s^3}{r_2^3} - \frac{1}{3}\frac{s^3}{r_2^3} = \frac{s}{r_2} - \frac{7s^3}{3r_2^3} \text{ und}$$

$$b_2 = 2\left(s - s + \frac{7s^3}{3r_2^3}\right) = 14/3\,\frac{s^3}{r_2^3} = 14/3 \cdot \frac{4\pi^2}{n_2^2} \cdot s = 184{,}23\,\frac{s}{n_2^2}.$$

Für die Höhe eines Zahnes vom größeren Rade hat man

Evolventenzähne.

$$DR = h_1 = MD - MA = \sqrt{\overline{ML}^2 + \overline{LD}^2} - MA = \sqrt{\overline{MA}^2 - \overline{AL}^2 + \overline{LD}^2} - MA$$

$$= \sqrt{r_1^2 - \left(\frac{r_1}{r_2}\, s_1\right)^2 + \left(\frac{r_1}{r_2} s_1 + s_1\right)^2} - r_1$$

$$= \sqrt{r_1^2 + \left(\frac{2r_1}{r_2} + 1\right) s_1^2} - r_1,$$

da $\frac{AL}{AD} = \frac{MA}{CA}$, d. i. $A \cdot L = \frac{r_1 s_1}{r_2}$ ist.

Annähernd hat man nun

$$h_1 = \left(\frac{2r_1}{r_2} + 1\right) \frac{s_1^2}{2r_1} = \left(\frac{2}{r_2} + \frac{1}{r_1}\right) \frac{s^2}{2} = \left(\frac{2}{n_2} + \frac{1}{{}_1n}\right) \pi s.$$

Endlich ist das entsprechende Minimum der Zahnbreite

$$b_1 = 2RS = 2(AS - AR) = 2(s - r_1 \varphi_1),$$

wo φ_1 den Centriwinkel AMD bezeichnet.

Nun ist $tang\, \varphi_1 = \frac{AD\ sin.\ CAD}{MA + AD\ cos.\ CAD} = \frac{r_1 s}{r_1^2 + 2s^2}$, annähernd

$$= \frac{s}{r_1}\left(1 - \frac{2s^2}{r_1^2}\right), \text{ hiernach}$$

$$\varphi_1 = \frac{s}{r_1} - {}^7/_3 \cdot \frac{s^3}{r_1^3},$$

daher $b_1 = {}^{14}/_3 \cdot \frac{s^3}{r_1^2} = {}^{14}/_3 \cdot \frac{4\pi^2}{n_1^2} \cdot s = 184{,}23\ \frac{s}{n_1^2}$.

Setzen wir nun $b_1 + b_2 = s$, so erhalten wir folgende Bedingungsgleichung für die kleinste Zähnezahl:

$$184{,}23\left(\frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2}\right) = 1, \text{ oder } \frac{1}{n_1^2} + \frac{1}{n_2^2} = {}^1/_{184}.$$

Für $n_1 = n_2$ ist hiernach $\frac{2}{n_1^2} = {}^1/_{184}$, folglich $n_1 = n_2 = \sqrt{368} = 19$,

für $n_1 = \infty$ ist dagegen $\frac{1}{n_2^2} = {}^1/_{184}$, folglich $n_2 = \sqrt{184} = 13{,}5$.

Man ersieht hieraus, daß die Evolventenzähne höher und breiter ausfallen als die Epicycloidenzähne, und daß deshalb bei den Räderwerken der ersten Art die Minimalzähnezahl größer ist als die bei den Räderwerken mit epicycloidischen Zähnen.

Anmerkung. Die Arbeit der Zahnreibung vor der Centrallinie ist

$$L_1 = \varphi K_1 (FO - AU) = \varphi K_1 (FG - OG - AV + UV),$$

wenn K_1 den Normaldruck zwischen den Zähnen bezeichnet. Nun sind aber (nach »Ingenieur«, Seite 246) die Evolventenbogenlängen

$$FG = \frac{\overline{FD}^2}{2CD}, \qquad OG = AH = \frac{\overline{AD}^2}{2CD},$$

$$\text{ferner } AV = \frac{\overline{AL}^2}{2ML} \text{ und } UV = FT = \frac{\overline{FL}^2}{2ML},$$

Digitized by Google

daher folgt denn $L_1 = \frac{\varphi K_1}{2}\left(\frac{\overline{FD}^2 - \overline{AD}^2}{CD} - \frac{\overline{AL}^2 - \overline{FL}^2}{ML}\right)$ Evolventenzahne.

$$= \frac{\varphi K_1}{2}\left(\frac{4s_1^2 - s_1^2}{CD} - \frac{\left(\frac{r_1}{r_2}s_1\right)^2 - \left(\frac{r_1 s_1}{r_2} - s_1\right)^2}{ML}\right)$$

$$= \frac{\varphi K_1}{2}\left(\frac{3s_1^2}{CD} - \frac{(2r_1 - r_2)s_1^2}{ML \cdot r_2}\right)$$

$$= \frac{\varphi K_1 s_1^2}{2}\left(\frac{3}{CD} - \frac{2r_1 - r_2}{ML \cdot r_2}\right).$$

Es giebt die Normalkraft K_1 eine Tangentialkraft $K = \frac{s_1}{s} K_1$, daher folgt, wenn man noch annähernd $CD = CA = r_2$ und $ML = MA = r_1$ setzt,

$$L = \frac{\varphi K s s_1}{2}\left(\frac{3}{r_2} - \frac{2r_1 - r_2}{r_1 r_2}\right) = \frac{\varphi K s s_1}{2}\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)$$

und die Reibung auf den Theilkreis reducirt:

$$F = \frac{L}{s} = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right)\frac{\varphi K s}{2},$$

oder, da $2\pi r_1 = n_1 s_1$ und $2\pi r_2 = n_2 s_1$ ist,

$$F = \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\pi\varphi K, \text{ wie oben.}$$

Eben so groß ist sie auch bei dem Eingriff hinter der Centrallinie.

§. 73. Die Evolventenverzahnung ist jedenfalls die vollkommenste aller Zahnconstructionen; sie steht der Epicycloidenverzahnung nur in sofern nach, als sie längere Zähne liefert, und deshalb eine größere Anzahl von Zähnen fordert als diese. Da jedoch auch aus anderen Gründen eine größere Zähnezahl mechanisch vortheilhaft ist, so tritt dieser Nachtheil sehr in den Hintergrund. Der Vorwurf, welchen man diesen Rädern noch macht, daß bei ihnen aus der schiefen Wirkung der Druckkraft K_1 Seitendrücke $N_1 = \frac{s}{r_1} K_1$, und $N_2 = \frac{s}{r_2} K_1$ entspringen, welche die Zapfenreibung vergrößern, ist ebenfalls von keiner Erheblichkeit, da sich bei der Epicycloidenverzahnung Seitendrücke ebenfalls einfinden, so lange die Zähne außerhalb der Centrallinie auf einander wirken. Dagegen hat aber die Evolventenverzahnung folgende wesentliche Vorzüge.

1) Da der Druck K_1 zwischen den Evolventenzähnen vom Anfang bis Ende des Eingriffes unverändert derselbe bleibt, so findet bei diesen Zähnen eine gleichförmigere und deshalb weniger nachtheilige Abnutzung statt, als bei den Epicycloidenzähnen, wo dieser Druck veränderlich ist.

2) Ein und dasselbe Rad EML, mit Evolventenzähnen Fig. 179 (auf folgd. Seite), kann zugleich mit verschiedenen Rädern, wie DCG, $D_1C_1G_1$ u. s. w. arbeiten, denn die Evolventenbogen DE oder D_1E, welche einem und demselben Grundkreise entsprechen, sind nur der Länge nach von einander verschieden, D_1E ist nur ein Theil von DE. Bei der Epicycloiden-

Digitized by Google

Evolventenzähne.

verzahnung hingegen hängt die Zahnform des einen Rades auch von dem Theilkreishalbmeſſer des anderen ab, es kann alſo hier ein Rad nicht zugleich mit anderen von verſchiedenen Halbmeſſern arbeiten. Räder mit Evolventenverzahnung können alſo ſtets, wenn ſie nur einerlei Theilung haben, in einander regelrecht eingreifen. Es gewährt hiernach dieſe Verzahnung nicht allein eine allgemeinere Anwendung, ſondern auch den großen ökonomiſchen Vortheil, daß durch ſie die Anſchaffung einer großen Anzahl von Gußmodellen erſpart wird, da bei der Epicycloidenverzahnung für jede Theilung und für jedes Umſetzungsverhältniß ein beſonderes Räderpaar, bei der Evolventenverzahnung aber zur Herſtellung einer verlangten Umſetzung nur eine Auswahl unter den verſchiedenen Rädern von derſelben Theilung nöthig iſt.

Fig. 179.

Fig. 180.

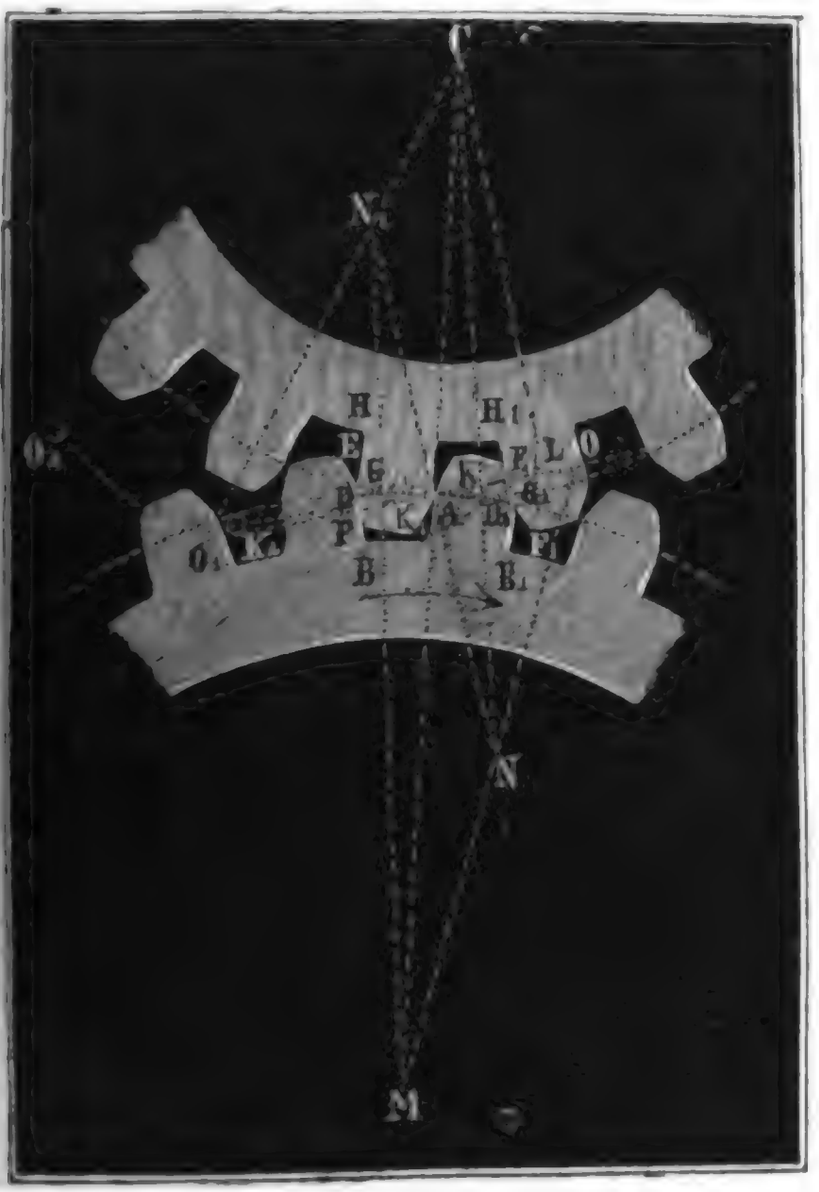
3) Wenn bei der Evolventenverzahnung die Axenlage eine andere wird, was durch Abführen oder Verrücken der Zapfenlager leicht möglich iſt, ſo wird dadurch nur die Dauer, nicht aber die Regelmäßigkeit des Eingreifens verändert. Rückt das Rad CDG, Fig. 180, dem Rade EMF näher, kommt es alſo in die Lage $C_1 D_1 G_1$, ſo kommt der Punkt, wo das Eingreifen aufhört, von D nach D_1, rückt es dagegen entfernter, kommt es alſo in die Lage $C_2 D_2 G_2$, ſo würde die Stelle, wo das Eingreifen aufhört, nach D_2 gelangen, da aber der Zahn DE des feſten Rades nicht die Länge $D_2 E_2$ hat, ſo iſt der Eingriff in einem Punkte d beendigt, der ebenſo wie D_1 vor D liegt. Bei der Epicycloidenverzahnung verurſacht hingegen jede Aenderung der Axenſtellung einen fehlerhaften Eingriff, und es wird dadurch nicht nur der regelmäßige Gang geſtört, ſondern auch leicht ein Einklemmen

Digitized by Google

und Abbrechen der Zähne herbeigeführt. Aus dieſem Grunde iſt es auch nöthig, den Epicycloidenzähnen einen größeren Spielraum (franz. jeu; engl. back-lash) zu geben als den Evolventenzähnen.

§. 74. Die aus §. 64 bekannte Zahnconſtruction mittels Kreisbögen wird praktiſch auf folgende Weiſe angewendet. Man zieht durch den Berührungspunkt A in der Centrallinie CM, Fig. 181, eine Gerade OO_1 Willis' Zahnconſtruction.

Fig. 181.



welche um den Winkel $CAO = MAO_1 = 75^0$ von der Centrallinie abweicht, errichtet hierauf ein Perpendikel und ſchneidet von demſelben zu beiden Seiten von A ein Perpendikel $AN = AN_1 \angle CL$ (wo C die Axe des kleineren Rades iſt) ab. Zieht man nun die geraden Linien MNO, CKN, MK_1N_1 und CN_1O_1, ſo erhält man in den Durchſchnitten O, K, K_1 und O_1 die Mittelpunkte der Kreisbögen BD, FG, D_1E_1 und G_1H_1, von welchen je zwei eine Zahncurve, wie $BDE = B_1D_1E_1$ und $FGH = F_1G_1H_1$ bilden. Sollen nun, wie in der Figur, ſtets zwei Zähnepaare arbeiten, ſo trägt man auf die Theilkreiſe die Hälfte der Theilung s als $AD = AD_1$

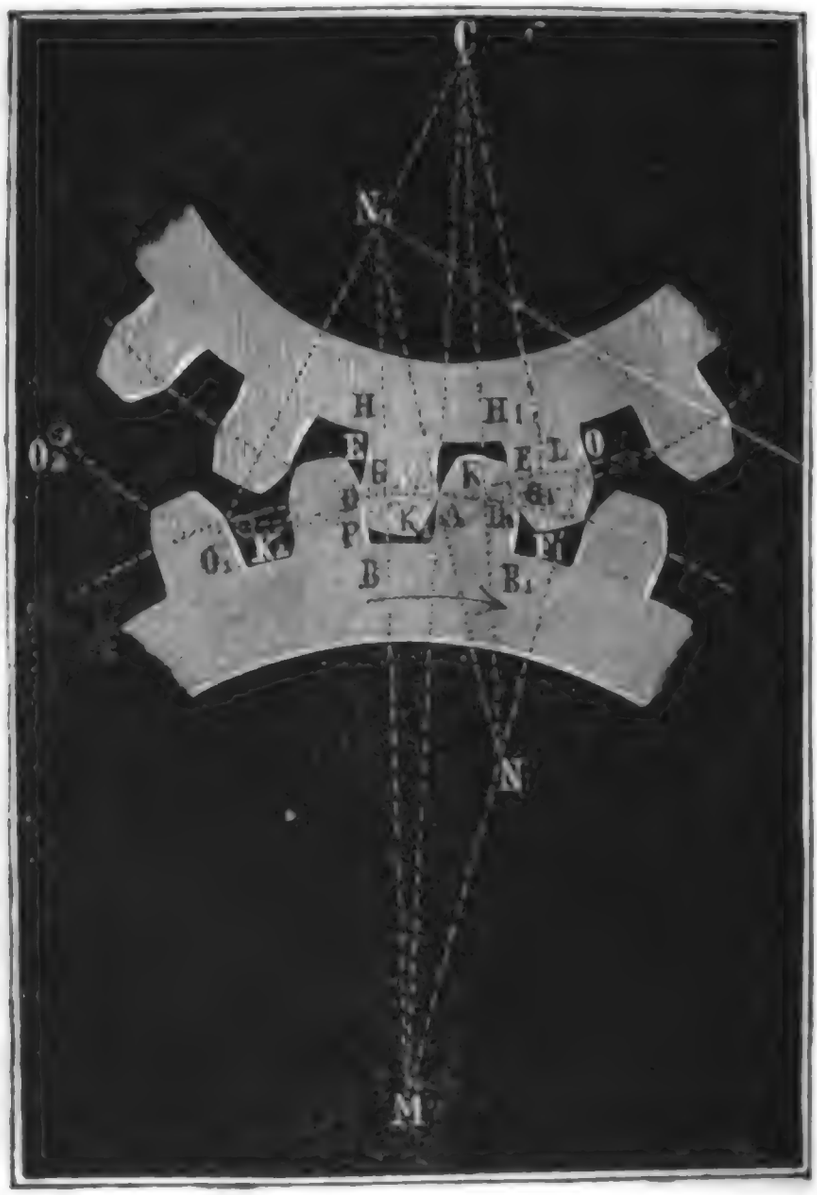
Digitized by Google

Willis' Zahnconstruction.

$= AG = AG_1$ auf, und beschreibe nun aus O den Bogen DB, aus K den Bogen GF; ferner aus K_1 den Bogen D_1E_1 und aus O_1 den Bogen G_1H_1, oder, um gleich zusammenhängende Zahnformen zu erhalten, aus den leicht zu bestimmenden Punkten K_2 und O_2 die Bögen DE und GH.

Uebrigens lassen sich auch die Mittelpunkte O, K... durch Auftragen

Fig. 182.



der Abscissen $AO = x_1$. $AK = x_2$ u. s. w. finden, nachdem man dieselben mittels der Formeln berechnet hat, welche in §. 64 mitgetheilt worden sind. Hierbei kann man sich auch mit Vortheil des in §. 66 beschriebenen Odontographen und einer im Ingenieur, Seite 567 mitgetheilten Tabelle von verschiedenen Werthen für x_1 und x_2 bedienen.

Diese Construction ist auch unmittelbar auf Räder mit innerer Verzahnung anwendbar. Es liegt hier das Centrum M des innen gezahnten Rades mit dem Mittelpunkte C des kleineren Rades auf einerlei Seite, und es fällt deshalb AO kleiner und AK_1 größer aus, übrigens geht natürlich

Digitized by Google

das Wurzel- oder Fußstück BD in das Kopfstück und das Kopfstück DE in das Fußstück über. Bei der gezahnten Stange ist M unendlich entfernt und es sind daher die Linien NK und N_1K_1 parallel zur Centrallinie CA. Willis' Zahnconstruction

Endlich ist leicht und zumal auch aus den Formeln für x_1, x_2 u. s. w. zu ersehen, daß auch hier, wie bei den Evolventenzähnen, die Zahnform des einen Rades gar nicht von der Größe des anderen Rades abhängt, daß sich also für eine gegebene Zahntheilung und für ein bestimmtes Perpendikel $AN = AN_1$ ein ganzer Satz von Rädern construiren läßt, welche regelrecht mit einander arbeiten können.

Beispiel. Ein Zahnrad mit 72 Zähnen und einer Theilung von $2\frac{1}{2}$ Zoll, soll zwei Getriebe von 19 und 31 Zähnen in Bewegung setzen, welches sind die nöthigen Abscissen der Mittelpunkte der Zahnbögen? Nach den Formeln des §. 64 hat man für das Treibrad

$$x_1 = \frac{0{,}4943 . 72 . \frac{5}{2}}{72-12} = 1{,}483 \text{ Zoll und } x_2 = \frac{0{,}4943 . 72 . \frac{5}{2}}{72+12} = 1{,}059 \text{ Zoll,}$$

ferner für das eine Getriebe

$$x_1 = \frac{0{,}4943 . 19 . \frac{5}{2}}{19-12} = 3{,}354 \text{ Zoll und } x_2 = \frac{0{,}4943 . 19 . \frac{5}{2}}{19+12} = 0{,}757 \text{ Zoll,}$$

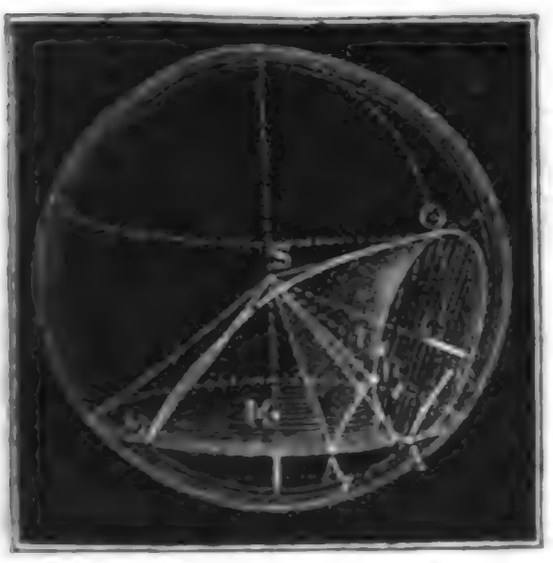
und für das andere

$$x_1 = \frac{0{,}4943 . 31 . \frac{5}{2}}{31-12} = 2{,}016 \text{ Zoll und } x_2 = \frac{0{,}4943 . 31 . \frac{5}{2}}{31+12} = 0{,}891 \text{ Zoll.}$$

Die im Ingenieur, Seite 567, mitgetheilten Tabellen geben ziemlich genau dieselben Werthe.

§. 75. Der Zahnconstruction conischer Räder ist eigentlich eine sphärische Epicycloide (franz. épicycloide sphérique; engl. spherical epicycloid) zu Grunde zu legen. Verzahnung conischer Räder.

Fig. 183.



Diese Curve entsteht, wenn sich ein Kegel ASO, Fig 183, auf einem zweiten Kegel ASN fortwälzt; jeder Punkt O in der Oberfläche des ersten Kegels beschreibt dann eine sphärische Epicycloide. Bei diesem Wälzen ändert der beschreibende Punkt seinen Abstand von der gemeinschaftlichen Kegelspitze nicht; es bleibt daher derselbe stets in der Oberfläche einer aus S mit $SO = SN$ zu beschreibenden Kugeloberfläche, es befindet sich also auch die erzeugte Curve SO in einer Kugeloberfläche; daher der Name sphärische Epicycloide.

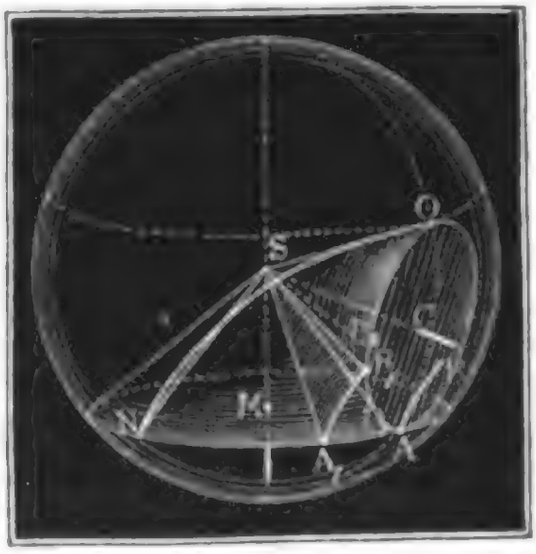
Wäre ASO und ASN ein conisches Räderpaar, AMN der Theilkreis des einen und ACO der des anderen Rades, so würden die punktförmigen Zähne D, D_1 u. s. w. des letzteren, von den drahtförmigen Zähnen AB,

Digitized by Google

Vergleichung conischer Räder.

$A_1 B_1$ u. s. w. des ersteren regelrecht fortgeschoben werden, wenn diese nach einer sphärischen Epicycloide geformt wären, die entsteht, wenn man $ACOS$ auf $AMNS$ wälzt; denn es würden dann die Bogen AA_1 und DD_1 einander gleich, also, wie nöthig, die gleichzeitigen Wege in beiden Theilkreisen gleich groß sein.

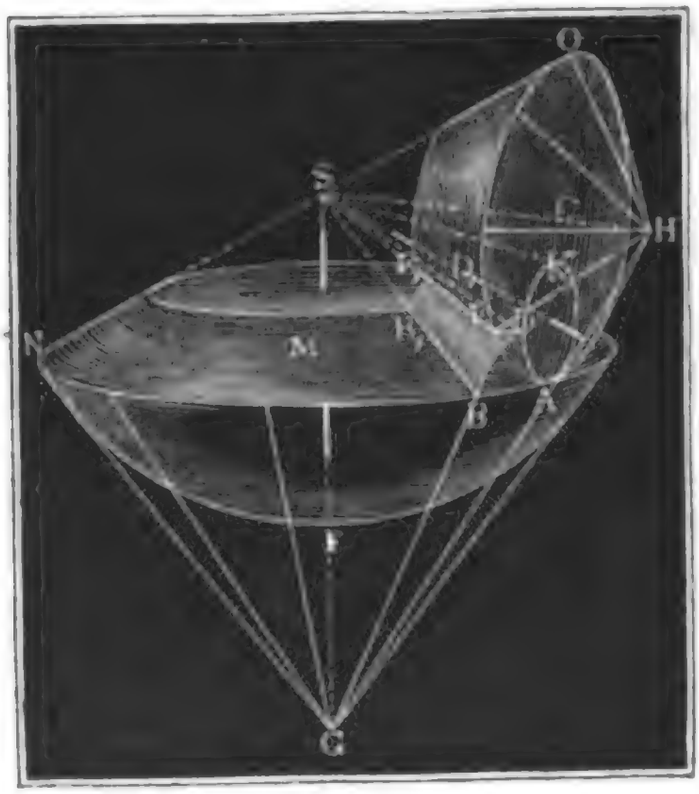
Fig. 184.



Statt des punktförmigen Zahnes B_1 kann man auch einen gradlinigen Zahn $B_1 S$ anwenden, und den Bogen $A_1 B_1$ durch eine schiefe Fläche $A_1 B_1 S$ ersetzen, die entsteht, wenn man eine Gerade durch $A_1 B_1$ und S bewegt. Hiernach lassen sich die Zahnflächen eines Rades finden, welches einen conischen Drehling in Umdrehung setzt. Es sind dann DS, $D_1 S$ u. s. w. die Axen der ebenfalls nach Kegeln zu formenden Triebstöcke, und es ist die schiefe Fläche $A_1 B_1 S$ durch eine andere zu ersetzen, deren Leitlinie Aequidistante von $A_1 B_1$ ist (vergl. III., §. 67, Anmerkung.).

Eine allgemeinere Zahnconstruction ist folgende. Es sei wieder A der Berührungspunkt, oder vielmehr AS die Berührungslinie zwischen zwei conischen Rädern $AMNS$ und $ACEO$, Figur 185. Man lege über AS noch einen dritten Kegel- oder Kugelsector $ADKS$ und wälze diesen nicht allein über der Kegelfläche ASN, sondern auch in der Kegelfläche ASO; dabei beschreibt eine Seite DS von $ADKS$ die schiefen Flächen DBS und DES, und wenn man nun die Zähne vom Rade AMN nach DBS und die vom Rade ACO nach DES formt, so setzt, da $AD = AB = AE$ ist, augenfällig das eine Rad das andere regelrecht in Umdrehung (vergl. §. 61.). Natürlich ist es nicht nöthig, vollständige

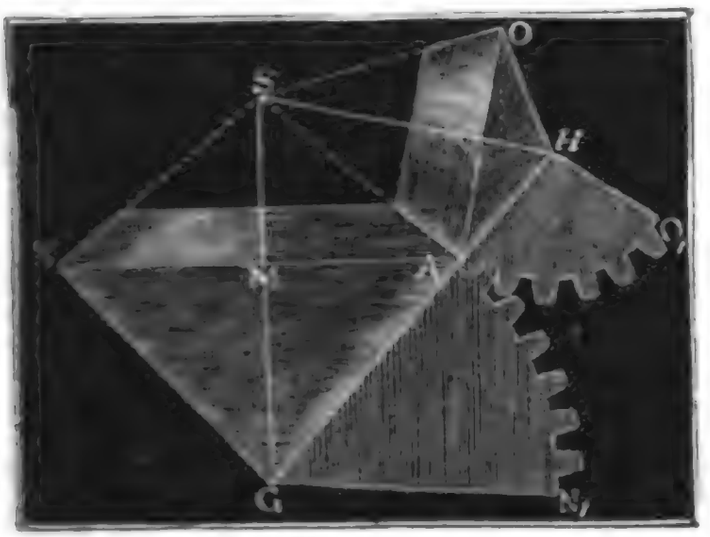
Fig. 185.



Kegel anzuwenden, ſondern hinreichend ſich abgekürzter Kegel- und Zahn- flächen, wie z. B. DBB_1D_1 und DEE_1D_1 zu bedienen. Verzahnung coniſcher Räder.

§. 76. Zieht man durch den Berührungspunkt A eine Gerade GH rechtwinkelig auf AS, welche beide Radaxen SM und SC mit einander verbindet, ſo kann man mit den Theilen AG und AH derſelben um dieſe Axen zwei neue Kegelflächen AGN und AHO beſchreiben, welche die den Calotten AFN und AKO entſprechende Kugeloberfläche in A mathematiſch berühren. Da ſich nun aber annehmen läßt, daß zwei ſich berührende Flächen ein um den Berührungspunkt herumliegenden Flächenelement, oder kleines Flächenſtück mit einander gemeinſchaftlich haben, ſo kann man ſich auch vorſtellen, daß der kleine, dem Punkte A ſehr nahe liegende Bogen DB in der Kegelfläche AGN und ebenſo der kleine Bogen DE in der Kegelfläche HEO befindlich ſei. Durch dieſe Zurückführung der Kugelfläche $NFAO$ auf zwei Kegelflächen AGN und AHO gelangt man aber nach Tredgold zu einer ſehr einfachen Zahnconſtruction für coniſche Räder (ſ. Tredgold's edition of Buchanan's Essay on Millwork); man wickelt nämlich die Kegelflächen AGN und AHO, Fig. 186, ab, breitet ſie auf einer Ebene aus, und verzahnt die ſo erhaltenen Sectoren AGN_1 und AHO_1 nach einer der oben mitgetheilten Regeln für die Zahnconſtruction von Stirnrädern. Wickelt man dann dieſe Sectoren wieder als Kegelmäntel auf, ſo bekommt man in den Zähnen derſelben die Leitlinien der Zahnflächen beider Räder, und es laſſen ſich nun durch Bewegung einer ſtets nach S gerichteten Geraden dieſe Flächen leicht ſelbſt finden. Man kann ſich zur Anfertigung dieſer Zahnſectoren des dünnen Bleches, Leders u. ſ. w. bedienen. Die ſpeciellere Ausführung dieſer Conſtructionsregel iſt aus Fig. 187 auf folgd. Seite zu erſehen.

Fig. 186.

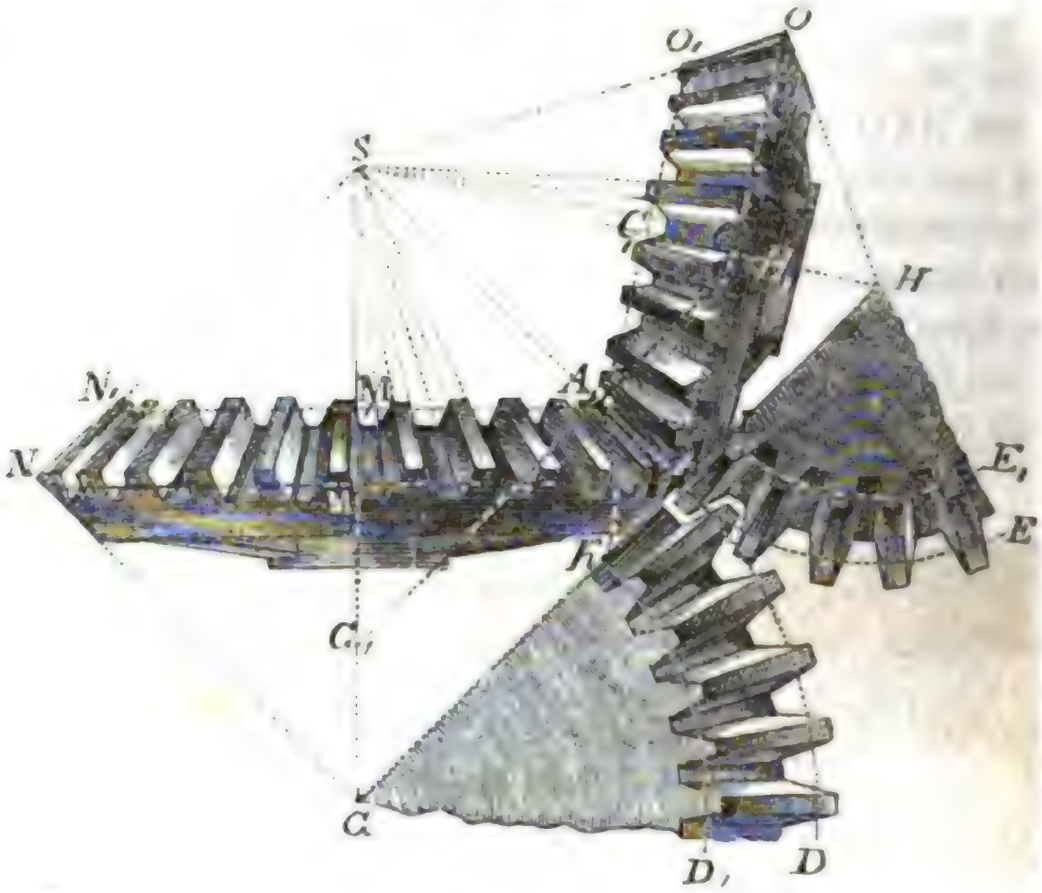


Digitized by Google

Verzahnung conischer Räder.

Es ist hier AA_1 die Berührungslinie zwischen beiden Rädern, es sind ferner AGD und AHE die zwei Sectoren, deren an den Theilkreisbögen AD und AE hinlaufende Zähne die Stirnflächen der Zähne an

Fig. 187.



den äußeren Radumfängen AMN und ACO geben, und es sind KGD_1 und LHE_1 die zwei Zahnsectoren für die Stirnflächen an den inneren Radumfängen $A_1M_1N_1$ und AC_1O_1.

Die Halbmesser $AG = y_1$ und $AH = y_2$ der Kreissectoren, welche dieser Zahnconstruction zu Grunde zu legen sind, bestimmen sich, wenn, wie oben (§. 38.) r_1 und r_2 die äußeren Radhalbmesser MA und CA, a den Kugelhalbmesser SA, δ_1 und δ_2 die Winkel ASM und ASC bezeichnen, durch die Formeln $y_1 = a\,tang\,\delta_1 = \frac{r_1}{cos.\,\delta_1}$ und

$$y_2 = a\,tang.\,\delta_2 = \frac{r_2}{cos.\,\delta_2}.$$ (Vergl. §. 53.)

Diese Werthe sind in den Formeln von §. 63 und 65 statt r_1 und r_2 einzuführen, auch hat man natürlich

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{tang.\,\delta_1}{tang.\,\delta_2} = \left(\frac{\psi + cos.\,\delta}{1 + \psi\,cos.\,\delta}\right)\psi$$ zu substituiren.

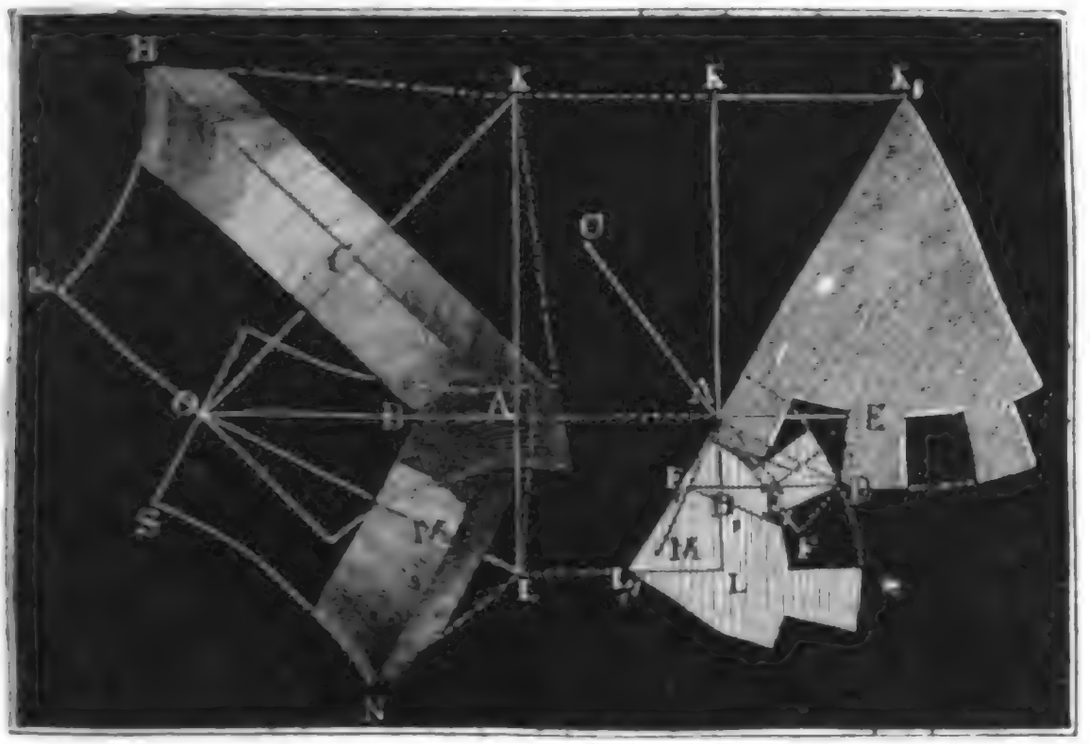
Hyperboloidenräder.

§. 77. Dieselbe Construction läßt sich auch bei den Hyperboloidenrädern anwenden. Auch hier kann man die Stirnflächen der Zähne in

Digitized by Google

Kegelflächen AHK und ALN, Fig. 188, liegend annehmen. Wenn man die durch Abwickelung dieser Flächen erhaltenen Kreissectoren nach den be- Hyperboloidenräder.

Fig. 188.



kannten Regeln verzahnt, so erhält man genau so wie im Vorstehenden die gesuchten Zahnprofile. Die Halbmesser oder Kegelseiten $AK_1 = y_1$ und $AL_1 = y_2$ werden nach §. 55 durch die Formeln

$$y_1 = \sqrt{l^2 \, tang\, \delta_1^2 + r_1^2} \text{ und}$$
$$y_2 = \sqrt{l^2 \, tang.\, \delta_2^2 + r_2^2}$$

bestimmt; übrigens aber hat man wie bei Kegelrädern

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{tang.\, \delta_1}{tang.\, \delta_2} = \left(\frac{\psi + cos.\, \delta}{1 + \psi\, cos.\, \delta}\right) \psi$$

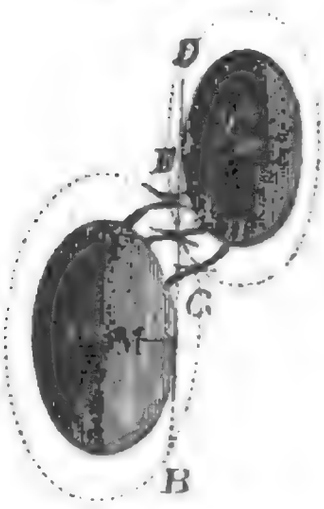
zu setzen, um nach den Formeln in §. 63 und 65 die Abrundungshalbmesser zu finden.

Die auf die abgewickelten Kegelflächen aufzutragenden Theilungen sind, nachdem man mittels der Formeln in §. 48 und §. 49 die normale Theilung s berechnet hat, mittels der in §. 55 entwickelten Formeln für s_1 und s_2 zu finden. Je nachdem man für l den Abstand OA oder den Abstand OB einsetzt, bekommt man natürlich durch die Formeln für y_1 und y_2 die Sectorenhalbmesser für die äußeren oder die für die inneren Stirnflächen

Fig. 189.

Bei der Zahnconstruction dieser Räder läßt sich auch die Kreisevolvente in Anwendung bringen. Man kann nämlich die gerade Linie BD, in welcher

Fig. 190.



sich je zwei Radebenen AMB und ACD, Fig. 190, schneiden, auf die beiden Kreise MFG und CEH aufwickeln, welche sich aus M und C beschreiben lassen und BD berühren, und die Zähne nach sich hierbei ergebenden Evolventenbögen EF und GH formen.

Kammräder

§. 78. Man kann auch bei Räderwerken mit sich schneidenden Axen Drehlinge mit Triebstöcken anwenden. Die letzteren sind in diesem Falle eigentlich nach Kegeln zu formen, deren Seiten nach dem Axendurchschnitte gerichtet sein müssen; der leichteren Ausführung und größeren Haltbarkeit wegen, macht man dieselben aber, zumal wenn sie lang sind, cylindrisch, und giebt den Zähnen der zugehörigen Kron- oder Kammräder (s. §. 47) besondere Formen. Jedenfalls ist aber die Anwendung eines gewöhnlichen conischen Räderwerkes dieser Radconstruction vorzuziehen. Die Zähne oder Kämme rundet man in der Regel, und zwar wie folgt, nach zwei Richtungen kreisförmig ab.

Fig. 191, I. und II., führt ein solches Räderwerk in zwei Projectionen vor Augen. Das Profil $BD = B_1D_1$ eines Kammes parallel zur Umdrehungsebene des Drehlings, ist eigentlich eine Parallele zur Cycloide, welche der Theilkreis CAA_1 beim Wälzen auf seiner Basis beschreibt, wird aber in der Regel durch einen aus dem Berührungspunkte A beider Theilkreise beschriebenen Kreisbogen ersetzt. Die Profile EF und E_1F_1 parallel zur Umdrehungsebene des Kammrades werden von anderen Kreisbögen gebildet, welche die Seiten des Triebstockes in E und E_1 berühren, deren Mittelpunkte K und K_1 daher gefunden werden, wenn man Perpendikel auf diese Seiten errichtet und Tangenten zum Theilkreise OMM_1 des Kammrades durch die Mittelpunkte M und M_1 der Kämme legt.

Eine andere Construction der Kämme zeigt Fig. 192, I. und II., in zwei Ansichten. Die Form eines Kammes ist hier ein Conoid, dessen Durchschnitts- oder Erzeugungslinie $BD = B_1D_1$ auf folgende Weise gefunden wird. Es ist MB der willkürliche Halbmesser von der Basis dieses Körpers rechtwinkelig gegen die Seite des cylindrischen Triebstockes gelegt, MM_1 die Theilung und D_1 der in der Sehne AA_1 liegende Berührungspunkt; daher das Perpendikel M_1D_1 in II, rechtwinkelig zur Seite des Triebstockes der Halbmesser der Kopffläche des Kammes. Auf gleiche Weise lassen sich auch noch die Halbmesser von zwischenliegenden Querschnitten des Kammes finden, wenn man $AA_1 = MM_1$ nur einem Theile der Theilung gleich nimmt.

Fig. 191.

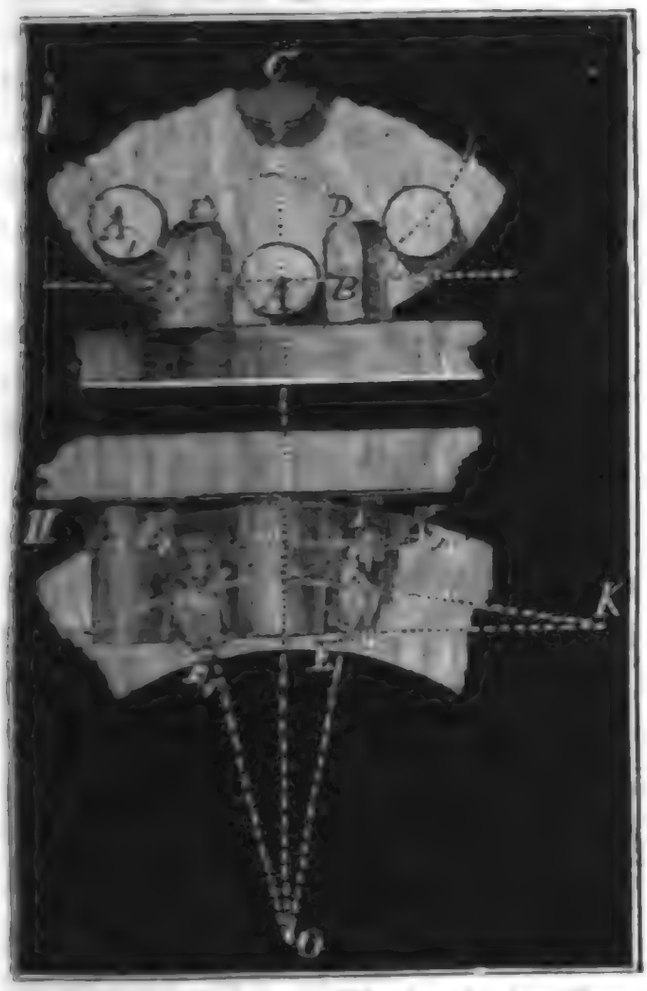
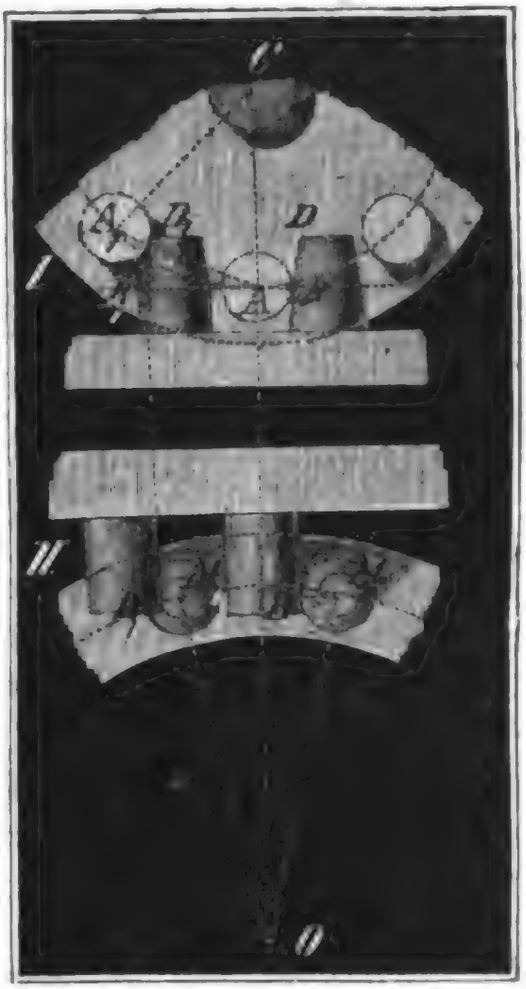


Fig. 192.



Kammräder.

Anmerkung. Die im letzten Paragraphen behandelten Räderwerke haben den Mangel, daß sich ihre Zähne oder Kämme nur in einem Punkte berühren, und daher schneller abführen, als wenn die Berührung in einer Linie Statt hat. Olivier (s. dessen geometrische Theorie der Zahnräderwerke) unterscheidet hiernach Kraft- und Präcisionsräderwerke von einander, und versteht unter den ersteren diejenigen, deren Zähne sich in einer Linie, und unter den letzteren diejenigen, deren Zähne sich in einem Punkte berühren, weil sich jene mehr zum Fortpflanzen einer Kraft, diese aber mehr zum Umsetzen einer Bewegung ohne Kraft, wie z. B. für Zählapparate, Uhren u. s. w. eignen.

§. 79. Die Zahnräder werden entweder aus Holz oder aus Eisen angefertigt. Eiserne Zahnräder sind aus leicht begreiflichen Gründen den hölzernen Zahnrädern vorzuziehen. Von hölzernen Rädern läßt sich, wenn sie zumal der veränderlichen Witterung und der abwechselnden Nässe sehr ausgesetzt sind, ein regelrechter Eingriff nie erwarten, da dieselben sich leicht werfen oder ziehen, und mit der Zeit unrund werden. Unter gewissen Umständen, namentlich wegen der leichten Herstellung werden jedoch hölzerne Zahnräder, zumal zu vorübergehenden Zwecken, immer in Anwendung bleiben.

Radconstructionen.

An einem Zahnrade ist zu unterscheiden,

1) der Radkranz (franz. anneau, jante; engl. rim),
2) die Zähne (franz. dents; engl. cogs, teeths),
3) die Radarme (franz. bras; engl. arms) und
4) die Hülse oder Nabe (franz. moyeu; engl. nave).

Digitized by Google

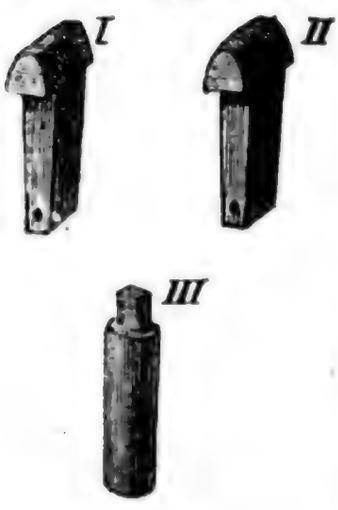
Hölzerne Zahnräder.

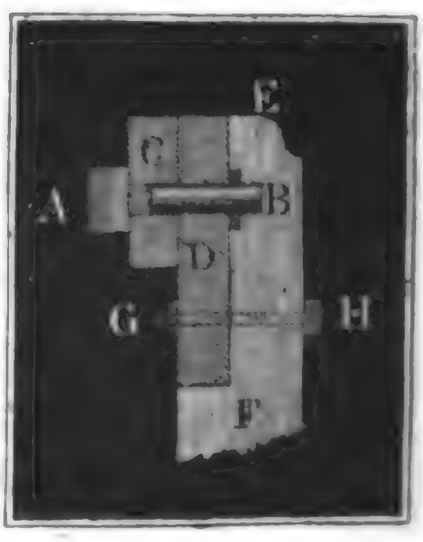
Bei den hölzernen Rädern fällt die letztere ganz aus, da hier die Radarme unmittelbar mit der Welle verbunden werden. Man hat hier, wie bei den Wasserrädern, Sattel- oder Sternräder (s. II. §. 88), je nachdem die Welle durch das von den Armen gebildete Geviere gesteckt wird, oder umgekehrt, die Arme durch die Welle gesteckt werden. Kleinere Räder erhalten nur 4 Arme oder Speichen, größere aber 8 bis 12. Bei den hölzernen Zahnrädern werden die Kränze aus zwei oder drei Felgenschichten zusammengesetzt, wovon jede, nach der Größe der Räder, aus 4 bis 8 Felgen oder Brettstücken besteht. Die feste Verbindung dieser Felgenlagen wird durch $^3/_4$ bis 1 Zoll dicke Nägel oder Schrauben von hartem Holze bewirkt. Die Herstellung und Zusammensetzung des Radkranzes erfolgt auf dem sogenannten Radstuhl, einem aus horizontalen Balken gebildeten, in Form eines Sternes mit einander verbundenen Gestelle. In der Mitte des Radstuhles ist ein 1 Zoll starker Bolzen, der Mönch, befestigt, um den sich ein langes Lineal, der sogenannte Radzirkel, drehen läßt, das zu diesem Zwecke an einem Ende mit Löchern versehen ist. Zum Aufreißen des Theilrisses und der Umfangskreise dient ein mit einer Spitze versehener eiserner Bügel, der sich an dem anderen Ende des Radzirkels verschieben und durch Schrauben oder Keile daran befestigen läßt.

Der Radkranz wird auf die Radarme aufgeplattet und durch eiserne Schraubenbolzen mit diesen fest verbunden. Die Zähne oder Kämme sind mit langen Stielen versehen, womit dieselben in besonders dazu ausgearbeitete Löcher zwischen den Felgenlagen des Radkranzes zu liegen kommen. Diese Stiele stehen an dem inneren Umfange des Kranzes noch 2 Zoll vor und werden noch durch schwache Nägel verriegelt. Die Theilung der hölzernen Räder ist 3 bis 5 Zoll. Die Drehlinge oder Drillinge bestehen aus zwei Kränzen oder Scheiben, der eine mit runden, der andere mit vierseitigen Löchern zum Einsetzen der an einem Ende mit vierseitigen Zapfen versehenen Triebstöcke.

Figur 193 führt in I., II. und III. einen Zahn für ein hölzernes Stirn-

Fig. 193. Fig. 194. Fig. 195.





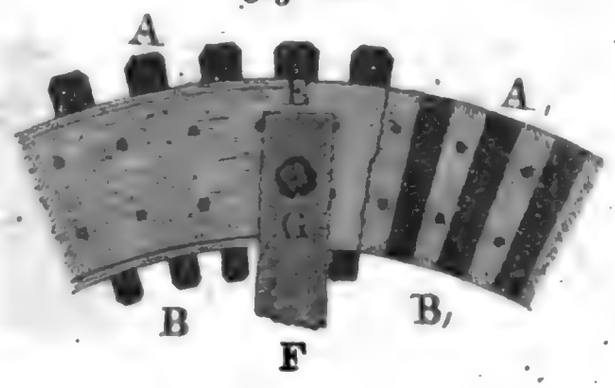
Digitized by Google

rad, einen Zahn für ein Kammrad, und einen Triebstock für einen Drehling vor Augen. Die Verbindung der Arme und Kämme mit dem Radkranze ist in Fig. 194 und Fig. 195 in einem Durchschnitte zu ersehen. Es ist AB der Kamm, C und D sind die Felgenlagen, EF die Arme und GH ist der Bolzen, wodurch der Kranz mit den Armen verbunden ist. Die größere Hälfte eines Radarmes zeigt Fig. 196 in EGF; F ist der Einschnitt zur Ueberplattung mit einem anderen Arme, G das Loch für den Bolzen, womit der Kranz an den Arm befestigt wird. Aus Fig. 197 ist endlich die Vernagelung der Felgenlagen, so wie das Einsetzen der Kämme zu ersehen; während AB einen Zahn vorstellt, führt $A_1 B_1$ ein Zahnlager vor Augen.

Hölzerne Zahnräder.

Fig. 196.

Fig. 197.



§. 80. Bei den eisernen Zahnrädern bildet entweder der Kranz mit den Zähnen ein Ganzes, oder es werden in denselben hölzerne Zähne besonders eingesetzt. Sehr zweckmäßig ist es, wenn man ein Rad mit hölzernen Zähnen mit einem ganz eisernen Rade zusammen arbeiten läßt; man erhält dabei nicht nur einen sehr sanften Gang, sondern auch eine sehr schwache Zahnreibung; auch werden durch diese Anordnung die nachtheiligen Wirkungen der Stöße, zumal bei großen Umfangsgeschwindigkeiten, gemäßigt. Wegen des stärkeren Abführens der hölzernen Zähne, macht man gewöhnlich das kleinere Rad ganz aus Gußeisen und giebt dem größeren Rade hölzerne Zähne. Das beste Schmiermittel der Zähne ist grüne oder weiche Seife mit Fett oder Oel vermischt.

Eiserne Zahnräder.

Größere Räder von 8 bis 10 Fuß Höhe, gießt man nicht gern aus einem Stücke, weil diese in Folge des ungleichen Erkaltens leicht zerspringen; man zieht es vielmehr vor, bei solchen Rädern die Arme und den Kranz erst besonders zu gießen, und nachher durch Schrauben mit einander zu verbinden.

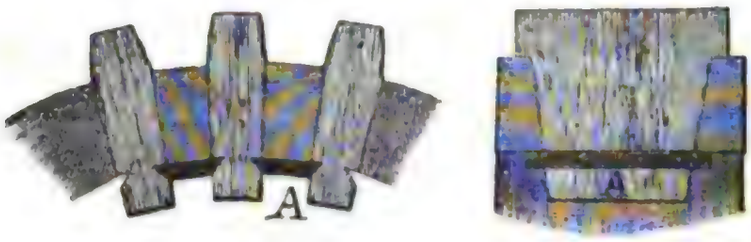
Was die Dimensionen ganz eiserner Räder anlangt, so giebt man dem Kranze derselben eine der Zahndicke gleiche Breite; erstere auf dem Theilkreise, letztere radial gemessen, und macht die Dicke desselben auch der Zahnbreite (parallel zur Axe gemessen) gleich; bei eisernen Rädern mit hölzernen Zähnen

Digitized by Google

Eiserne Zahnräder.

ist die Kranzbreite $3/2$ mal der Zahndicke und die Kranzdicke nur $1/8$ bis $1/4$ größer als die Zahnbreite.

Fig. 198.

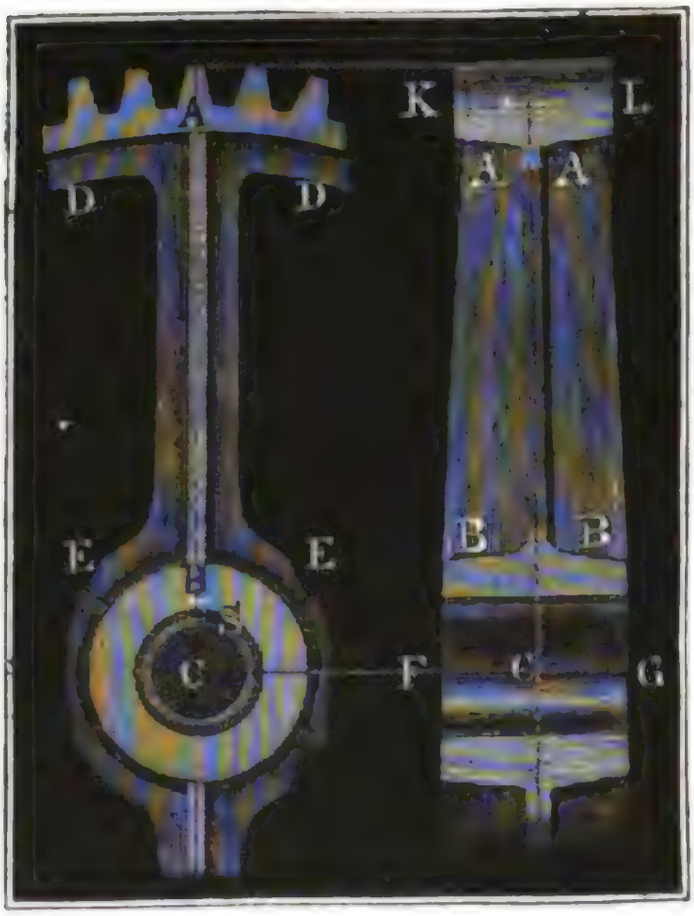


Die Art und Weise, wie die hölzernen Zähne in den eisernen Kranz eingesetzt werden, ist aus den Figrn. 198 und 199 zu ersehen. Zur Befestigung der Zähne wendet man entweder einen eisernen Stift oder einen Keil *A* an, den man zwischen je zwei Zahnstielen am innern Radumfange einklemmt. Man setzt sehr oft die Zähne aus 2 Theilen, jeden mit einem besonderen Stiele, zusammen, wie z. B. Fig. 199 bei einem conischen Rade zeigt.

Fig. 199.

Die Dimensionen der Radarme sind wie bei den Wasserrädern (s. II., §. 89) zu berechnen. Zur Verstärkung wird entweder an jeder, oder, namentlich bei conischen Rädern, wenigstens an einer Seite noch eine breite Feder oder Rippe, wie *AB*, Fig. 200 u. Fig. 201, deren Breite sich nach der Breite der Zähne oder der Dicke des Radkranzes richtet, und deren Dicke $1/6$ bis $1/5$ der Breite genommen wird, angesetzt. Meist giebt man auch dem innern Radumfange und der Radhülse Rippen wie *DD* und *EE*, Fig. 200, welche mit den Hauptrippen der Arme einerlei Dicke erhalten und deshalb als bloße Ausläufer der Arme anzusehen sind.

Fig. 200.



Eiserne Zahnräder.

Der Hülse oder Nabe, womit das Rad auf der Welle sitzt, giebt man eine Länge FG, welche die Kranzdicke oder Zahnbreite KL $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{3}{4}$ mal enthält, und die mittlere Wandstärke von $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ der Zahndicke. Die Welle erhält in der Regel da, wo das Rad aufsitzt, einen Kopf, der wie ein gewöhnlicher Kuppelkopf (vgl. §. 6.) um $\frac{1}{3}$ stärker gemacht wird, als die Welle. Zur Befestigung genügt ein einziger Bolzen oder Schlüsselkeil, wie S, Fig. 200, wenn die Nabe genau centrisch (und wenig conisch) abgedreht ist, außerdem aber sind 4 bis 8 schmiedeeiserne Keile nöthig, um das Rad centrisch auf die Welle festzumachen.

Fig. 201.

Fig. 202.

Die Art und Weise, wie der Kranz eines hohen Rades durch Schrauben SS_1 mit seinen Armen verbunden wird, ist aus Figur 199 zu ersehen. Wie sehr hohe Räder sich aus einem Wellkranze A, einzelnen Armen AB und einzelnen Kranzstücken DE und DF zusammensetzen lassen, führt Figur 202 vor Augen.

Schlußanmerkung. Die geometrische Construction der Radzähne ist zuerst von dem dänischen Astronomen Römer, nächstdem aber von Lahire, Camus und Deparcieux gezeigt worden. Ueberdieß haben sich aber auch Euler und Käſtner damit beschäftigt, die besten Zahnformen der Räderwerke auszumitteln. Man findet die hierauf bezüglichen Schriften angeführt, in Eytelwein's Statik, Bd. I. Ausführlich über die Verzeichnung der Randzähne handelt außer Eytelwein auch noch Gerstner im dritten Bande seiner Mechanik, sowie Hachette in seinem Traité élém. de machines, ferner in der neuesten Zeit Olivier in seiner geometrischen Theorie der Zahnräderwerke (deutsch von Schnuse), und Willis' in seinen Principles of Mechanism. Die Räderwerke überhaupt werden ausführlich behandelt in Verdam's Grundsätzen der angewandten Werkzeugswissenschaft und Mechanik, Theil II. (aus dem Holländischen von Schmidt), ferner in Haindl's Maschinenkunde, in Salzenberg's Vor-

Digitized by Google

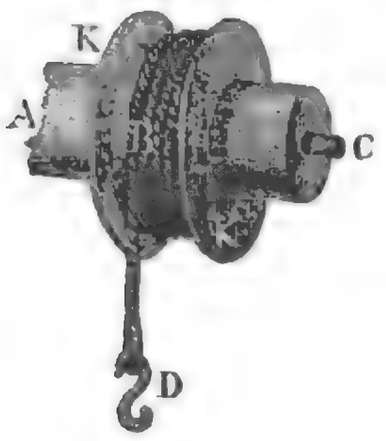
trägen über Maschinenbau, in Kohl's Elementen von Maschinen. Auch ist das Nöthigste hiervon enthalten in Morin's Aide-mémoire und Redtenbacher's Resultaten für den Maschinenbau.

Drittes Kapitel.

Von den Excentriks und den Krummzapfen, als den einfachsten Hilfsmitteln zur Verwandlung der Kreisbewegung in eine geradlinige, und umgekehrt.

Seilkorb. §. 81. Das einfachste Mittel zum Umsetzen der Kreisbewegung in eine geradlinige, und umgekehrt, der geradlinigen in eine kreisförmige, besteht in der Anwendung eines Seilkorbes (franz. tambour; engl. drum) d. i. einer Welle oder Trommel mit umgewickeltem Seil, Fig. 203. Wird die Welle AC durch ein Rad oder durch eine Kurbel u. s. w. in Umdrehung gesetzt, so wickelt sich das Seil BD auf den Korb KK auf, und es wird dadurch die am Seilende D wirkende Last gehoben, oder in geradlinige Bewegung versetzt; wirkt umgekehrt eine Zugkraft am Seilende D, so wickelt sich das Seil allmälig vom Korbe ab, und es nimmt die Welle AC, worauf der Korb festsitzt, eine drehende Bewegung an. Ist r der Korbhalbmesser und d die Seilstärke, so hat man, wenn sich das Seil nur einfach aufwickelt, den mittleren Hebelarm des Seiles: $b = r + \frac{d}{2}$, und ist nun noch u die Zahl der Umdrehungen pr. Minute, so hat man die Geschwindigkeit des Seiles: $v = \frac{\pi u}{30}\left(r + \frac{d}{2}\right) = 0{,}1047\, u\left(r + \frac{d}{2}\right)$.

Fig. 203.



Wickelt sich das Seil mehrmals über sich selbst auf, so ist der Hebelarm b veränderlich, und daher für denselben ein mittlerer Werth zu finden. Ist l die Länge des Seilfaches, so hat man die Anzahl der Seilumschläge in einer Reihe: $n = \frac{l}{d}$; und da sich nun die Länge eines Seilumschla-

Digitized by Google

$ges = 2\pi\left(r + \frac{d}{2}\right)$ setzen läßt, so hat man die Länge des Seiles, Seilkorb.
welches den Seilkorb das erste Mal bedeckt, annähernd

$$s_1 = 2\pi n\left(r + \frac{d}{2}\right) = \frac{2\pi l}{d}\left(r + \frac{d}{2}\right).$$

Setzt man statt r, $r + d$, so erhält man die Seillänge, welche die zweite Seilbedeckung ausmacht,

$$s_2 = \frac{2\pi l}{d}\left(r + \frac{3d}{2}\right);$$

ebenso erhält man die Seillänge für eine dritte Bedeckung

$$s_3 = \frac{2\pi l}{d}\left(r + \frac{5d}{2}\right),$$

und allgemein die für eine $m$te Bedeckung,

$$s_m = \frac{2\pi l}{d}\left[r + (m - 1/2)\,d\right].$$

Durch Summation dieser Werthe ergiebt sich nun die ganze Länge des aufgewickelten Seiles:

$$s = s_1 + s_2 + \ldots + s_m = \frac{2\pi l}{d}\left[mr + \left(1 + 2 + \ldots + m - \frac{m}{2}\right)d\right],$$

oder, da $1 + 2 + \ldots + m = \left(\frac{1}{2} + \frac{m}{2}\right)m$ ist,

$$s = \frac{2\pi l}{d}\left(mr + \frac{m^2 d}{2}\right) = \frac{2\pi m l}{d}\left(r + \frac{md}{2}\right).$$

Umgekehrt folgt hiernach $m^2 + \frac{2r}{d}m = \frac{s}{\pi l}$, daher

$$m = -\frac{r}{d} + \sqrt{\frac{s}{\pi l} + \left(\frac{r}{d}\right)^2},$$

und daher die Anzahl der Seilumschläge oder Korbumdrehungen bei Aufwickelung der Seillänge s:

$$n_1 = m.n = \frac{l}{d}\left[\sqrt{\frac{s}{\pi l} + \left(\frac{r}{d}\right)^2} - \frac{r}{d}\right] = \frac{rl}{d^2}\left(\sqrt{\frac{sd^2}{\pi l r^2} + 1} - 1\right).$$

Setzt man nun $s = 2\pi b n_1$, so erhält man den gesuchten mittleren Hebelarm

$$b = \frac{s}{2\pi n_1} = \frac{sd^2}{2\pi r l\left(\sqrt{\frac{sd^2}{\pi l r^2} + 1} - 1\right)} = \left(\sqrt{\frac{sd^2}{\pi l r^2} + 1} + 1\right)\cdot\frac{r}{2},$$

wofür in der Regel annähernd $b = \left(1 + \frac{sd^2}{4\pi l r^2}\right)r$ genommen werden kann. Hiernach ist die mittlere Geschwindigkeit des Seiles:

$$v = \frac{\pi u}{30}\,b = 0{,}1047\left(1 + \frac{sd^2}{4\pi l r^2}\right)ur.$$

Digitized by Google

Seilkorb.

Beispiel. Für die Seillänge $s = 2000$ Fuß, Seilstärke $d = \frac{1}{2}$ Zoll, Seilfachlänge $l = 8$ Zoll und den Korbhalbmesser $r = 2\frac{1}{2}$ Fuß, ist der mittlere Hebelarm

$$b = \left(1 + \frac{2000}{4\pi \cdot \frac{1}{2} \cdot 60^2}\right) r = \left(1 + \frac{5}{24\pi}\right) r = 1{,}066\, r = 32 \text{ Zoll},$$

und wird nun das Seil in 10 Minuten aufgewickelt, so ist die mittlere Geschwindigkeit desselben $v = \frac{2000}{600} = \frac{10}{3}$ Fuß, und die entsprechende mittlere Umdrehungszahl pr. Min. $u = \frac{30\, v}{\pi b} = \frac{30 \cdot 40}{32 \cdot \pi} = \frac{75}{2\pi} = 11{,}94$.

Gezahnte Stange.

§. 82. Wir haben schon im letzten Kapitel wiederholt darauf hingewiesen, daß sich die Theorie eines Räderpaares auch auf die eines Rades mit gezahnter Stange (s. §. 47) anwenden läßt, und daß es hierbei nichts weiter als des Unendlichgroßsetzens des Radhalbmessers bedarf. Deshalb bleibt uns denn auch über die Anwendung des Rades mit gezahnter Stange als Hilfsmittel zum Umsetzen der Kreisbewegung in eine gerade, und umgekehrt, zur Verwandlung der geradlinigen Bewegung in eine kreisförmige, nur noch wenig zu sagen übrig. Besteht das Rad in einem Drehling (mit Triebstöcken), so sind die Zähne der Stange nach einer Cycloide zu formen, welche den Theilkreis des Rades zum Erzeugungskreise hat (s. §. 67, Fig. 168). Giebt man den Radzähnen ebene und radial gerichtete Seitenflächen AB, A_1B_1 ... Fig. 204, so sind die Zähne DE, D_1E_1 nach einer Cycloide zu formen, welche von einem Kreise AB_1C erzeugt wird, der den

Fig. 204.

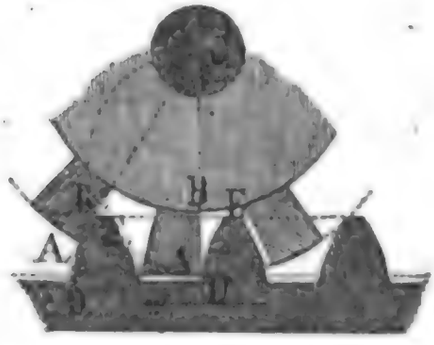
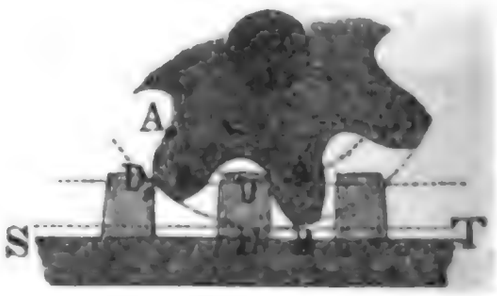


Fig. 205.



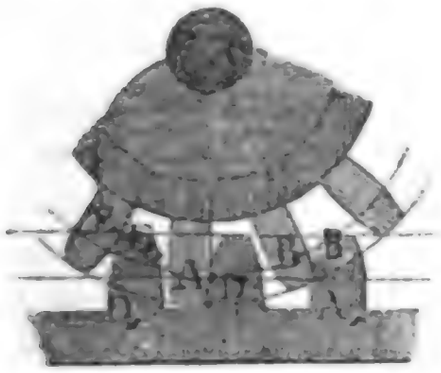
Radhalbmesser CA zum Durchmesser hat (s. §. 68, Fig. 170). Wenn man hingegen den Radzähnen AB, A_1B_1... Fig. 205 die Evolventenform giebt, so reducirt sich die Zahnform der Stange auf einen Punkt D, D_1.... und es ist die übrigens beliebig zu formende Zahnfläche DE in D rechtwinkelig gegen die Stangenrichtung ST zu legen. Während sich jene Construction mehr zur Bewegung des Rades durch die Stange eignet, ist diese Construction mehr dazu geschickt, die Stange durch das Rad zu bewegen.

Bei den so eben abgehandelten Constructionen erfolgt der Angriff erst in der Centrallinie CA, soll hingegen derselbe schon vor derselben eintreten, so hat man beide Constructionen mit einander zu vereingen, nämlich die Rad- oder Getriebzähne nach einem Kreisevolventenbogen A_1B_1, Figur 206, und die

Digitized by Google

Stangenzähne nach einem Cycloidenbogen $D_1 E_1$ zu gestalten. Es kommt dann auf der einen Seite der Centrallinie der Evolventenbogen $A_1 B_1$ des Radzahnes mit einer und derselben Stelle D des Stangenzahnes, und auf der anderen Seite der Cycloidenbogen $D_1 E_1$ des Stangenzahnes mit dem ebenen Theile des Radzahnes in Berührung. Uebrigens läßt sich auch die einfache Evolventenverzahnung, wie sie in §. 72 beschrieben worden ist, verwenden. Die Zähne der Stange nehmen hierbei eine triangulare Form an. Gezahnte Stange.

Fig 206.



§ 83. Um Stangen oder Hebel durch eine umlaufende Welle auf und nieder zu bewegen oder hin und her zu schieben, versieht man letztere mit zahnähnlichen Ansätzen oder sogenannten Daumen (franz cames; engl. cams, tappets), die im Ganzen nach denselben Regeln zu construiren sind, wie die Zähne. Wir müssen bei der Construction der Daumen unterscheiden, ob die Richtung der Stange radial, d. i. nach der Axe der Welle geht, oder ob sie neben der Axe vorbeigeht, ferner ob die Stange gleichförmig oder ungleichförmig aufsteigen soll, u. s. w. Daumen.

Der einfachste Fall ist der, wenn die Stangenaxe radial zur Welle steht, und die Bewegung derselben gleichförmig, d. i. so erfolgen soll, daß gleichen Umdrehungswinkeln der Welle gleiche Wege der Stange entsprechen. Es sei in Fig. 207, $AB = s$ der Weg, welchen die Stange bei Umdrehung der Welle um den Winkel ACD durchlaufen soll. Theilen wir nun sowohl die Hublinie AB, als auch den Boden AD in gleiche Theile, z. B. 4, beschreiben wir durch die Theilpunkte der ersteren aus C concentrische Kreisbögen und ziehen wir durch die Theilpunkte 1, 2, 3.. des letzteren radiale Linien bis zu den Durchschnitten M, N, O, P, mit den entsprechenden Kreisbögen, so erhalten wir in $AMNOP$ eine archimedische Spirallinie (franz. spirale d'Archimède; engl. spiral of Archimedes), nach welcher in diesem Falle der Hebedaumen zu formen ist; denn kommen beim Umdrehen der Welle die Punkte 1, 2, 3, 4 im Kreise nach und nach nach A, so gelangt

Fig. 207.

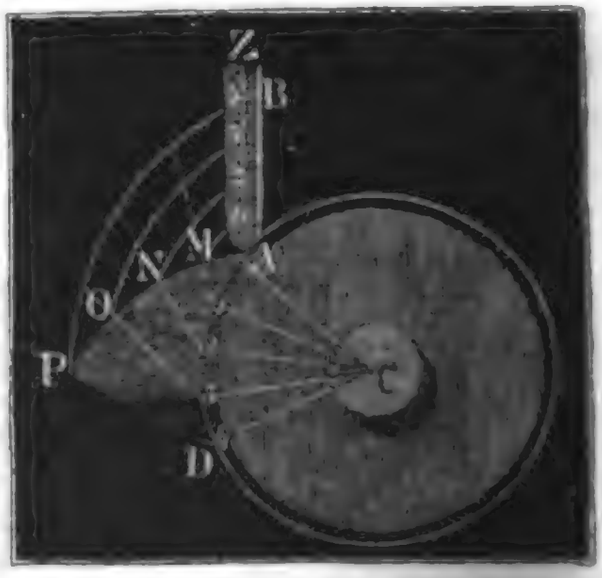
Digitized by Google

Daumen. M, N, O, P nach 1, 2, 3, 4 in der Hublinie, und es wird dabei die Stange um den Weg $A1$, $A2$, $A3$, $A4$, also vollkommen gleichförmig angehoben. Soll ebenso die Stange gleichförmig niedergelassen werden, während sich die Welle gleichförmig um einen Winkel DCE dreht, so findet man die niedersteigende Daumencurve $PQRSE$, wenn man auch den Bogen DE in (4) gleiche Theile theilt, durch die Theilpunkte die Halbmesser CQ, CR, CS zieht und dieselben bis zu den entsprechenden Kreisbögen verlängert.

Um die gleitende Reibung zwischen dem Stangenfuße und der Daumenfläche zu umgehen, versieht man den ersteren sehr gewöhnlich mit einem sogenannten Friktionsrade, und construirt die Daumenfläche nach einer Parallelen $A_1N_1P_1R_1$, Fig. 208, welche an allen Stellen um den Halbmesser $AA_1 = NN_1 = P_1P_1 = RR_1$, von der archimedischen Spirale oder sogenannten Spinnlinie (Neoide) $ANPR$ absteht. Wenn die Stange bei einer Wellenumdrehung nur ein Spiel machen soll, so bildet der Daumen mit der Welle, wie z. B. in Fig. 208, eine sogenannte **Herzscheibe** (franz. roue en coeur; engl. heart-wheel).

Fig. 208.

Fig. 209.



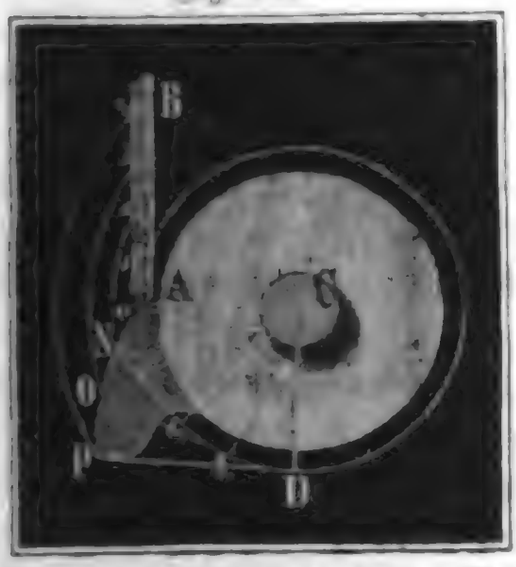
§. 84. Bildet die Stangenrichtung AZ, Fig. 209, eine Secante zur umlaufenden Welle, so erleidet die Construction des Daumens eine Modification. Soll auch hier die Stange um AB aufsteigen, während sich die Welle um den Winkel ACD dreht, so bleibt zwar die Eintheilung von AB und DE in gleiche Theile und die Construction von Kreisbögen aus der Wellenaxe C dieselbe, es sind aber an die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 des Bogens AD Linien von gleicher Länge mit AB, oder, was auf eins hinauskommt, Linien so zu legen, daß sie mit den entsprechenden Halbmessern $C1$, $C2$, $C3$ u. s. w. denselben Winkel einschließen wie AB mit CA. Die Durchschnittspunkte M, N, O, P dieser Linien mit den Kreisbögen aus C geben dann die gesuchte Daumencurve; denn wenn die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 von AD nach A kommen, gelangt M, N, O, P nach 1, 2, 3, 4 der

Digitized by Google

Hublinie, steigt also auch der Stangenfuß um die gleichen Theile $A1$, 12, 23, 34 Daumen.

Steht die Hublinie AB, Fig. 210, rechtwinkelig auf dem Wellenhalbmesser CA, bildet sie also eine Tangente zur Welle, so ändert sich die Construction nicht; es sind dann auch die Geraden Linien, welche man durch die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 des Grund- oder Theilkreises zu legen hat, Tangenten zu diesem Kreise. Nimmt man noch den Theilbogen AD gleich der Hublinie AB, so geht die Daumencurve in die bekannte Kreisevolvente über (s. §. 82). Bei Anwendung eines Friktionsrädchen sind natürlich alle diese Curven durch Aequidistanten zu ihnen zu ersetzen. Bei den Daumen, welche nach der Kreisevolvente geformt sind, steht die Berührungsfläche winkelrecht auf der Hublinie, weshalb auch die Last der Stange, von dem Daumen unmittelbar aufgenommen wird, und in der Stange keine durch eine besondere Führung aufzunehmende Seitenkraft zurückbleibt. Aus diesem Grunde gehören denn auch die Kreisevolventendaumen zu den vorzüglicheren.

Fig. 210.



Anmerkung. Nur in Folge der Reibung zwischen dem Daumen und der Stange wird die Stange nach der Welle hin etwas zur Seite gezogen; wenn man aber die Daumenfläche so formt, daß ihre Normale an der Berührungsstelle stets um den Reibungswinkel ϱ von der Hublinie oder Stangenare abweicht, so fällt auch selbst dieses Zurseiteziehen weg. Setzen wir die Hubhöhe $AB = DP$, Fig. 211, $= h$, den Halbmesser $CA = CD = CE$ des Theilkreises $= r$ und den Bogen $AD = AE$ desselben $= b$, so hat man folgende einfache und durch den höheren Calcul leicht zu findende Gleichung

$$b = h\left(1 + \varphi \frac{h}{2r}\right),$$

oder, wenn man den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}1$ setzt,

$$b = \left(1 + 0{,}05 \frac{h}{r}\right) h,$$

Fig 211.

während bei der Kreisevolvente $b = h$ ist. Setzt man statt h, $\frac{1}{4}h$, $\frac{2}{4}h$, $\frac{3}{4}h$ u. s. w., so giebt diese Formel auch die entsprechenden Werthe von b, und es ist nun mittels derselben die Curve $ANOP$ leicht zu construiren. Ist z. B. $h = r$,

Digitized by Google

so hat man für $A2 = 2N = \frac{h}{2}$ den entsprechenden Bogen

$$2A = (1 + 0{,}05 \,.\, ½) \frac{h}{2} = 1{,}025 \,.\, \frac{h}{2} = 0{,}5125\, h,$$

ferner für $A3 = 3N = \frac{3h}{4}$, den Bogen

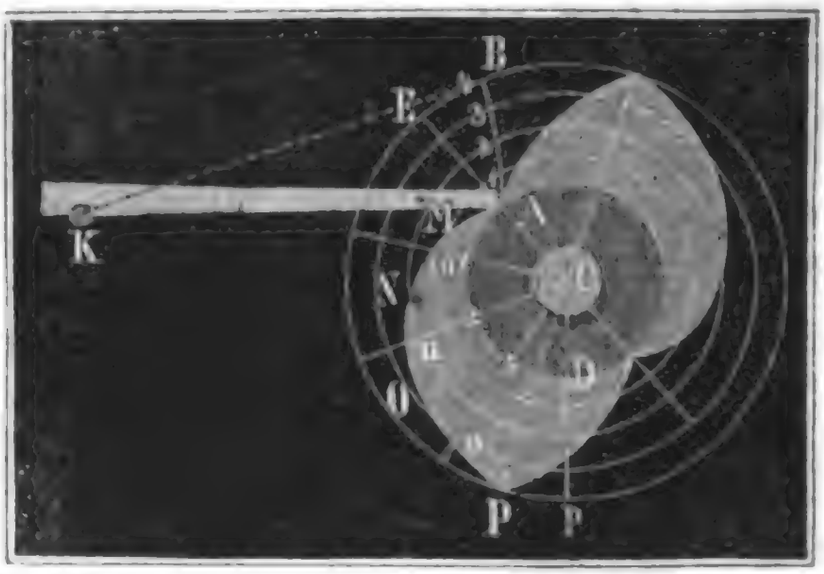
$$3A = (1 + 0{,}05 \,.\, ¾) \frac{3h}{4} = 1{,}0375 \,.\, ¾\, h = 0{,}778 h \text{ u. s. w.}$$

Hebelbewegung

§. 85. Man kann auch die Stangen durch Hebel ersetzen und daher statt einer geradlinigen Bewegung, eine schwingende oder absetzende Kreisbewegung mittels Daumen aus der stetigen Kreisbewegung einer Welle ableiten.

Soll z. B. ein Hebel KA, Fig. 212 durch die Daumen einer Welle ACD aufgehoben werden, und das Hebelende den Weg AB gleichförmig durchlaufen, während sich die Welle um den Winkel ACD dreht, so theile man

Fig. 212.



die Bögen AB und AD in gleiche Theile; beschreibe durch die Theilpunkte von AB aus C concentrische Kreise und ziehe durch die Theilpunkte von AD Radien. Giebt man sich nun die Punkte m, n, o, p an, wo diese Halbmesser die entsprechenden Kreise durchschneiden, und trägt von denselben aus die Bögen, welche zwischen den Theilpunkten 1, 2, 3, 4 von AB und dem verlängerten Radius CA (CE) enthalten sind, als mM, nN, oO, pP auf, so erhält man in $AMNOP$ die gesuchte Daumencurve, denn wenn die Punkte 1, 2, 3, D des Bogens AD nach und nach nach A kommen, gelangen die Punkte M, N, O, P nach 1, 2, 3, 4 (B) des Bogens AB; es entsprechen also gleichen Umdrehungsbögen der Welle auch gleiche Wege des Hebelendes A.

Hängt an dem Hebel ein Gewicht G, welches von einer Daumenwelle gleichförmig aufzuheben ist, so hat man, wie aus Fig 213 zu ersehen ist,

Digitized by Google

die Vertikalprojection BK des Bogens AB in gleiche Theile zu theilen, horizontale Linien durch die erhaltenen Theilpunkte 1, 2, 3, 4 zu legen und die concentrischen Kreisbögen durch die Durchschnitte dieser Linien mit AB zu beschreiben, übrigens aber wie vorhin zu verfahren. Hebelbewegung.

Fig. 213.

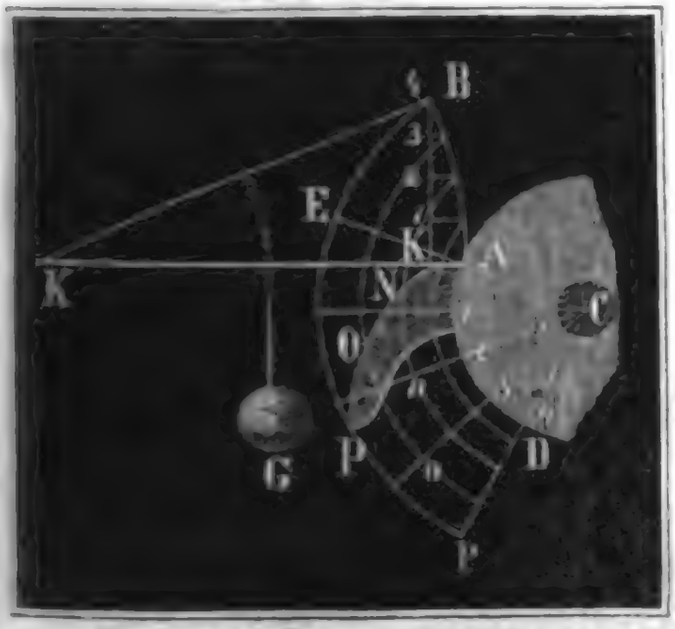
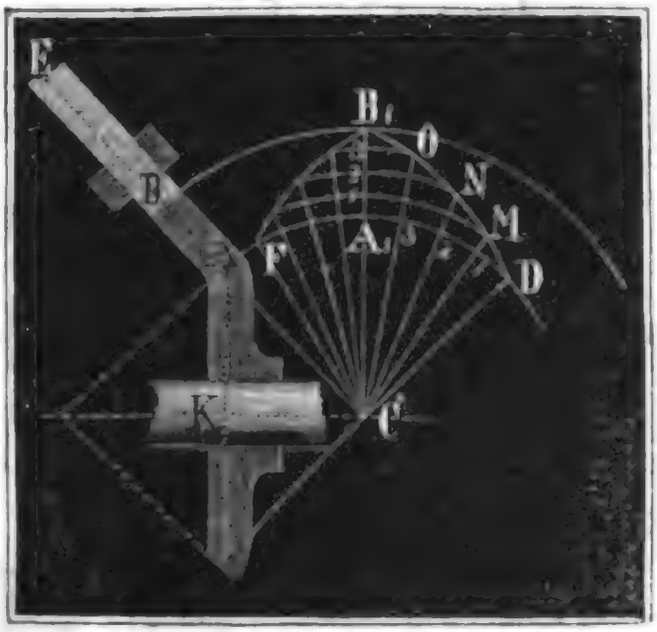


Fig. 214.



Wenn die Stangenaxe oder die Bewegungsebene des Hels ebnicht in die Umdrehungsebene der Daumenwelle fällt, so müssen natürlich auch die Daumen aus der letzteren Ebene hervorstehen. Soll z. B. die Stange BE, Fig. 214, von einem umlaufenden Rade AK um einen Weg AB ausgeschoben werden, dessen Richtung die Radaxe CK unter einem gegebenen Winkel ACK schneidet, so muß der Durchschnitt eines Daumens eine conische Fläche DB_1F bilden, die von den nach oben angegebenen Regeln zu findenden Curven DB_1 und FB_1 begrenzt wird. Endlich ist auch leicht zu ermessen, wie die Construction abzuändern ist, wenn statt der Stange ein Hebel in einem Bogen AB von einem Daumen der Scheibe AK ausgeschoben werden soll.

Was die rückgehende Bewegung anlangt, so kann diese entweder durch ein Gegengewicht, oder durch eine Feder, oder endlich auch dadurch bewirkt werden, daß das Stangen- oder Hebelende mittels eines Bolzens oder Hakens an den zu diesem Zwecke mit einer Spur versehenen Daumen angeschlossen wird.

§. 86. Bei den im Vorstehenden abgehandelten Formen der Hebedaumen erfolgt beim Angriffe stets ein Stoß, da der vorher in Ruhe befindlichen Stange (Hebel) von dem Daumen plötzlich eine sich nachher immer gleichbleibende Geschwindigkeit mitgetheilt wird. Dieser Stoß wächst mit der Masse und der Geschwindigkeit der Stange und giebt nicht nur zu einem Arbeitsverluste, sondern auch zu einem stärkeren Abführen der Maschine Veranlassung, und deshalb sollte diese Construction der Daumen auch nur Angriff ohne Stoß.

Digitized by Google

Angriff ohne Stoß.

bei kleinen Geschwindigkeiten und nur dann angewendet werden, wenn die Masse der Stange oder des Hebels klein ist, gegen die Masse der armirten Daumenwelle. Ist c die Geschwindigkeit der Stange während des Aufsteigens oder Ausschiebens, M die Masse derselben und M_1 die auf den Angriffspunkt reducirte träge Masse der Daumenwelle, so hat man nach I., §. 258, den Arbeitsverlust bei jedem Angriffe:

$$L = \frac{c^2}{2} \cdot \frac{MM_1}{M+M_1} = \frac{c^2}{2} \cdot \frac{M}{\frac{M}{M_1}+1}.$$

Man ersieht, daß derselbe nur für $c = 0$, und $M = 0$ oder $M_1 = \infty$, verschwindet.

Um die Nachtheile des stoßweisen Angriffes zu umgehen, muß man die Daumen so formen, daß sie die Stange oder den Hebel nur allmälig, z. B. in eine gleichförmig beschleunigte Bewegung setzen. Constructionen der Art führen die Figuren 215 und 216 vor Augen, und zwar erstere für eine

Fig. 215.

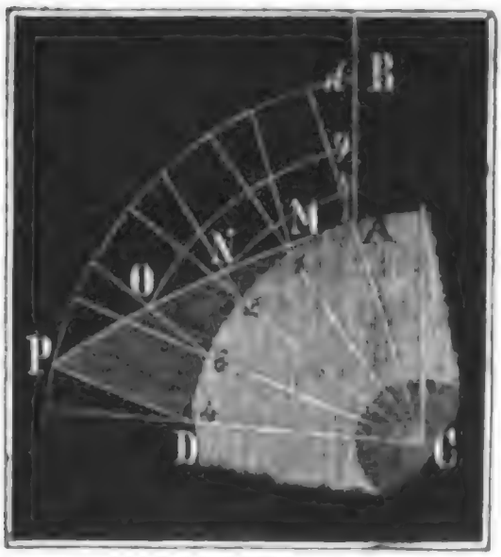
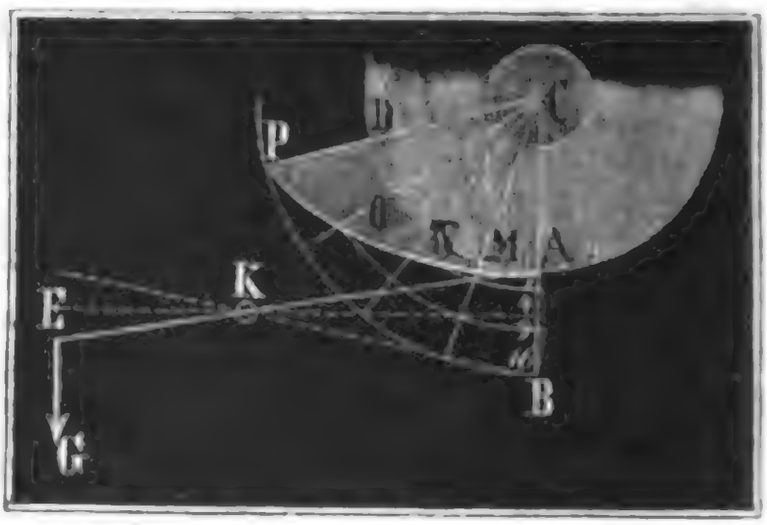


Fig. 216



Stange und letztere für einen Hebel AKE. Der wesentliche Unterschied dieser Construction von der vorigen besteht darin, daß hier die Hublinie AB nicht in gleiche, sondern in solche Theile getheilt wird, die sich zu einander wie die ungeraden Zahlen 1, 3, 5, 7 verhalten, deren Endpunkte also um die Quadratzahlen 1, 4, 9, 16 vom Anfangspunkte A (s. I., §. 16) abstehen. Es geht daher auch die Daumencurve durch die Durchschnittspunkte M, N, O, P, zwischen den durch die Theilpunkte 1, 4, 9, 16 aus der Umdrehungsaxe beschriebenen Kreisen und den durch die an die Theilpunkte 1, 2, 3, 4 des Theilkreises gehörig angelegten Hublinien.

Ein Uebelstand jedoch erwächst auch aus dieser Construction. Dieser besteht darin, daß hierbei leicht die Winkel zu spitz werden, unter welchen sich die Daumencurve $AMNOP$ und die Hublinie schneiden, woraus ein stärkeres Zurseiteziehen oder Zurseitedrücken der Stange und daher auch eine größere

Digitized by Google

Seitenreibung erwächst.

Angriff ohne Stoß.

Fig. 217.

Ist G die Last der Stange AB, Fig. 217, und α der Winkel NAG, um welchen die Normale AN der Daumencurve MO von der Hublinie abweicht, so hat man die in der Stange zurückbleibende Seitenkraft $S = G\,tang.\,\alpha$, und die auf die Daumenwelle übergehende Kraft

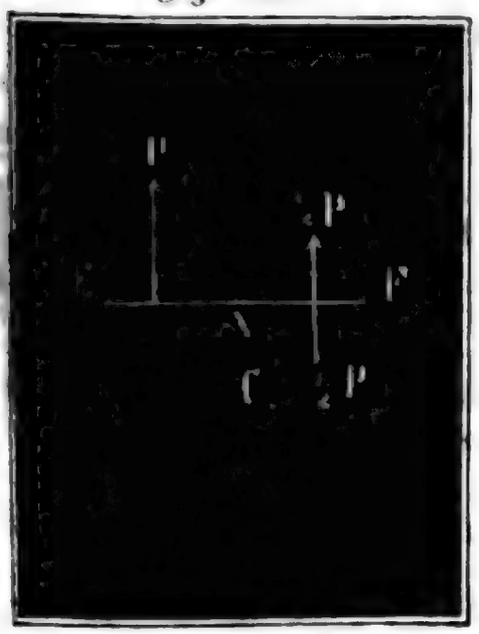
$$N = \frac{G}{cos.\,\alpha}.$$

Jene Seitenkraft erzeugt eine Seitenreibung in der Senkrechtführung der Stange, und diese Kraft, da sie größer als G ist, vergrößert den Zapfendruck und daher auch die Zapfenreibung.

Excentriks.

§. 87. Am einfachsten und vollkommensten wird das allmälige Aufheben und Niederlassen von Stangen oder Hebeln durch sogenannte excentrische Scheiben oder Excentriks (franz. excentriques; engl. excentrics) erreicht. Dieselben sind kreisförmige, elliptische, ovale Scheiben u. s. w., die sich um eine excentrische, d. i. nicht durch ihren Mittelpunkt gehende Axe, drehen. Unter ihnen sind die Kreisexcentriks, die in einer einfachen cylindrischen Scheibe bestehen, die gewöhnlichsten. Fig. 218 führt ein Kreisexcentrik vor Augen; M ist der Mittelpunkt und C die Umdrehungsaxe desselben. Die Stange BK ist hier mit einem Schuh EF ausgerüstet, dessen horizontale Grundfläche von dem Umfange des Excentriks tangirt wird. Die Bewegungsverhältnisse des Kreisexcentriks sind dieselben wie die des Krummzapfens (vergl. II., §. 307).

Fig. 218.



Dreht sich das Excentrik um einen Winkel $OCM = \beta$, so steigt die Stange um den Weg

$$AK = KO - AO = KN + NO - AO = DM + NO - AO = NO$$
$$= CO - CN,\ \text{d. i.}\ s = r\,(1 - cos.\,\beta),$$

wenn r die Excentricität CM der Scheibe bezeichnet.

Nimmt β um einen sehr kleinen Theil $\triangle\beta$ zu, so steigt s noch um den kleinen Weg

$$\triangle s = r[1 - cos.(\beta + \triangle\beta)] - r(1 - cos.\,\beta) = r[cos.\,\beta - cos.(\beta + \triangle\beta)]$$
$$= r\,(cos.\,\beta - cos.\,\beta\,.\,cos.\,\triangle\beta + sin.\,\beta\,sin.\,\triangle\beta),$$

d. i. da $cos.\,\triangle\beta = 1$ und $sin.\,\triangle\beta = \triangle\beta$ gesetzt werden kann, um

Digitized by Google

Excentriks. $\triangle s = r \sin.\beta \,.\, \triangle\beta$ höher, und es ist daher das Verhältniß zwischen der Geschwindigkeit w der Stange und der Geschwindigkeit v des Excentriks im Punkte M: $\frac{w}{v} = \frac{\triangle s}{r \,.\, \triangle\beta} = \sin.\beta$.

Da für $\beta = 0$ und $\beta = 180^0$, $\sin.\beta = 0$ ist, so folgt, daß die Stange mit einer unendlich kleinen Geschwindigkeit zu steigen anfängt, und daß sie nach einer halben Umdrehung des Excentriks und nach Zurücklegung des Weges $AB = r(1+1) = 2r$, mit unendlich kleiner Geschwindigkeit zu steigen aufhört. Auch ist leicht einzusehen, daß ebenso während der zweiten Hälfte einer Umdrehung der Niedergang der Stange mit Null Geschwindigkeit beginnt, und aufhört. Endlich zeigt auch die Formel, daß in den Quadraturen, d. i. für $\beta = 90^0$ und 270^0, die Stange ihre Maximalgeschwindigkeit $w = v$ erlangt.

Die Last Q in der Stangenaxe wird nur bei dem höchsten und tiefsten Stande der Stange vom Excentrik unmittelbar aufgenommen, in jedem anderen Stande wirkt aber die Kraft $P = Q$ excentrisch, und es bekommt dadurch die Stange ein Bestreben zur Drehung, dem das Moment

$$\tfrac{1}{2} P \,.\, 2DK = P \,.\, DK = Pr \sin\beta$$

entspricht. Dieses Bestreben erzeugt, indem ihm durch die Führung der Stange entgegengewirkt wird, eine besondere Seitenreibung. Die Reibung zwischen dem Excentrik und dem Stangenfuße ist $= \varphi P$ und consumirt, bei einer halben Umdrehung des Excentriks die Arbeit

$$\varphi P \,.\, \pi a = \varphi \pi Q a.$$

Da diese mit dem Halbmesser $MD = a$ der Scheibe wächst, so folgt, daß man diesen möglichst klein nehmen soll.

Berücksichtigt man nun diese Reibung, so hat man die Kraft zum Aufheben der Stange, da diese bei einer halben Umdrehung den Weg $2r$ zurücklegt, $P = Q + \frac{1}{2r} \,.\, \varphi\pi Pa$, hiernach $P\left(1 - \frac{\varphi\pi a}{2r}\right) = Q$,

daher $P = \frac{Q}{1 - \frac{\varphi\pi a}{2r}}$, annähernd $= \left(1 + \frac{\varphi\pi a}{2r}\right) Q$

§. 88. Zu manchen Zwecken kann es angemessener sein, sich eines besonders geformten Excentriks zu bedienen. Soll z. B. eine Stange durch ein Excentrik während einer Umdrehung gleichförmig beschleunigt aufgehoben und ebenso gleichförmig verzögert niedergelassen werden, so hat man folgende Construction anzuwenden, um die entsprechende Form des Excentriks zu erhalten.

Man theile die Hubhöhe AB, Fig. 219, in Theile, die sich wie die Zahlen 1, 3, 5, 7, 5, 3, 1 zu einander verhalten, und beschreibe durch die er-

Digitized by Google

haltenen Theilpunkte concentrische Kreise aus der Drehungsaxe C der Welle. Excentriks.
Ferner theile man den äußersten, mit dem Halbmesser $CB = CT$ beschriebenen Kreis in gleiche Theile, und gebe sich die Durchschnitte 1, 4, 9, 16, 23.. zwischen jenen Kreisen und den nach den letzten Theilpunkten gezoge-

Fig. 219.

nen Halbmessern $C1$, $C2$, $C3$, $C4$ u. s. w. an. Endlich errichte man in diesen Durchschnittspunkten Perpendikel auf den entsprechenden Halbmessern, und führe einen Zug $AMNOP...$, welcher alle diese Perpendikel der Reihe nach tangirt. Wird das Excentrik nach diesem Zuge begrenzt, so hebt dasselbe die Stange EBF anfangs gleichförmig beschleunigt und nachher gleichförmig verzögert, und läßt dieselbe während der zweiten Hälfte seiner Umdrehung auch so nieder. Denn wenn die Punkte 1, 4, 9, 16 u. s. w. in die Hublinie gelangen, nehmen die durch sie gehenden Perpendikel oder Tangenten der Curve $AMNOP...$ eine horizontale Lage an, wird also auch die Stange, deren Fußlinie EF das Excentrik stets berührt, um die Theile 1, 3, 5, 7.. der Hublinie gehoben; läuft also die Welle gleichförmig um, so steigt die Stange auf die angegebene Weise empor.

Statt einer Stange kann man auch einen Hebel durch ein Excentrik in Umdrehung setzen und weil hier der Nachtheil der excentrischen Wirkung

Digitized by Google

Excentriks. wegfällt, ſo iſt dieſe Art der Umſetzung noch vollkommener und wird daher bei Loch- oder Durchſtoßmaſchinen, Scheeren u. ſ. w. vorzüglich angewendet. Die Einrichtung einer Eiſenſcheere iſt aus Fig. 220 zu erſehen. Es

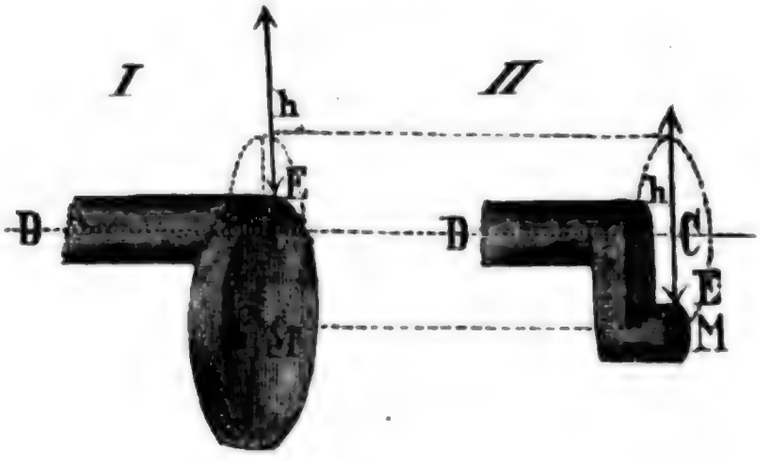
Fig. 220.

iſt hier CA das Excentrik, KS die Scheerenſchneide, KB der Scheerenarm und BD ein Friktionsrad, mittels deſſen das Excentrik auf den Scheerenarm wirkt.

Bei dem gewöhnlichen Excentrik entſpricht immer einer Umdrehung der Welle auch nur ein Ausſchub oder ein Hin- und Rückgang der Stange oder des Hebels. Jedoch hat man auch Excentriks, welche bei einer Umdrehung zwei oder drei Stangenſpiele liefern; dieſe laſſen ſich jedoch angemeſſener den Daumenwellen beizählen. Eine elliptiſche Scheibe, welche ſich z. B. um ihren Mittelpunkt dreht, liefert bei jeder Umdrehung zwei Spiele, und iſt paſſender mit einer Welle mit zwei Daumen zu vergleichen als mit einem Excentrik.

Krummzapfen. §. 89. Von dem Kreisexcentrik iſt der **Krummzapfen** oder die **Kurbel** (franz. la manivelle; engl. the crank) nicht weſentlich verſchieden (ſ. II., §. 307). Iſt die Excentricität $CM = r$ des Kreisexcentriks in I., Fig. 221, dieſelbe, wie die Armlänge $CM = r$ eines Krummzapfens DCM, in II., Fig. 221, ſo iſt der Hub oder Schub in beiden derſelbe,

Fig. 221.



nämlich $h = 2r$. Auch iſt bei beiden Vorrichtungen der dem Drehungswinkel β entſprechende Stangenweg $s = r(1 - cos.\beta)$ einer und der-

selbe, und es hängt derselbe gar nicht von dem Halbmesser ME der Scheibe Krummzapfen.
oder Warze ab.

Wie eine Stange durch einen einfachen Krummzapfen bewegt werden kann, ist aus Fig. 222 zu ersehen. Die Warze M (franz. bouton; engl. the pin) greift hier unter einen Daumen E, welcher aus der Stange FG winkelrecht vorsteht, und treibt denselben vor sich her. Soll die Stange bei einem Anhube mehr als ein Spiel machen, so kann man einen doppelten oder mehrfachen Krummzapfen oder einen Drehling mit Triebstöcken anwenden. Da in diesem Falle nur ein Theil des Umfanges

Fig. 222.

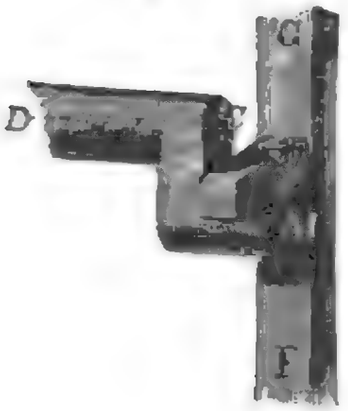
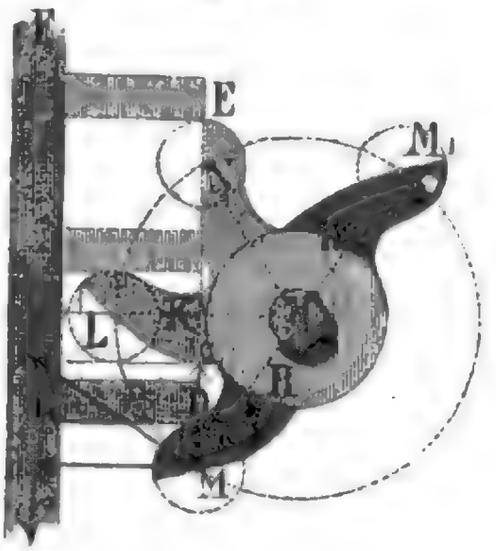


Fig. 223.



der Warze oder des Triebstockes mit dem Däumling in Berührung kommt, so braucht man auch nicht vollständige Warzen oder Triebstöcke einzusetzen, und kann statt derselben Heblinge oder Hebedaumen, wie MH, M_1H_1 Fig. 223, in Anwendung bringen. Diese Construction hat vor der gewöhnlichen Anwendung von Evolventenheblingen zwei wesentliche Vorzüge. Erstens ist hier die mittlere Entfernung des Angriffspunktes zwischen Hebling und Däumling von der Axe des Stempels kleiner als bei den Heblingen nach der Kreisevolvente, und zweitens fällt hier der Stoß beim Angriff, und also auch der hieraus erwachsende Arbeitsverlust kleiner aus als bei den Evolventenheblingen.

Hört der Angriff um denselben Winkel über der horizontalen Centrallinie CK auf, als derselbe unter derselben beginnt, ist also

$$NCK = MCK = \tfrac{1}{2}MCN = \tfrac{1}{2}\beta,$$

so hat man den Hub oder Schub

$$MN = DE = h = 2r\,sin.\frac{\beta}{2},$$

wenn β den Theilwinkel MCN und r die mechanische Armlänge $CM = CN$

Krummzapfen. der Heblinge bezeichnet; und es ist die Däumlinglänge

$$GD = KL = b \text{ beinahe } = r\left(1 - cos.\frac{\beta}{2}\right) + r_1,$$

wenn r_1 den Krümmungshalbmesser $MD = NE$ eines Heblings repräsentirt. Da der Angriffspunkt zwischen Hebling und Däumling während des Aufsteigens der Stange der Axe des Stempels näher rückt, so fällt natürlich die mittlere Excentricität noch viel kleiner als b aus.

Die Geschwindigkeit $Mc_1 = c_1$, mit welcher der Hebling gegen den Däumling stößt, ist, wenn c die Umdrehungsgeschwindigkeit Mc im Theilkreise bezeichnet, $c_1 = c\,cos.\frac{\beta}{2}$, und fällt daher um so kleiner aus, je mehr sich $\frac{\beta}{2}$ dem Rechtwinkel nähert, je tiefer also der Angriff erfolgt.

Sind M und M_1 die Massen des Stempels und der Welle, so hat man daher das bei jedem Angriffe durch den Stoß verlorene Arbeitsquantum $L = \frac{c^2}{2g}\left(cos.\frac{\beta}{2}\right)^2 \frac{MM_1}{M+M_1}$, annähernd

$= \frac{Mc^2}{2g}\left(cos.\frac{\beta}{2}\right)^2$; während es bei der Anwendung von Evolventenheblingen, wo der Angriff in der Centrallinie CK erfolgt,

$$L = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{MM_1}{M+M_1} \text{ ist.}$$

§. 90. Der **Krummzapfen** CA, Fig. 224, ist das gewöhnlichste und vorzüglichste Hilfsmittel zum Umsetzen der stetigen Kreisbewegung in eine geradlinig wiederkehrende, oder umgekehrt, der geradlinig hin- und her-, oder auf- und niedergehenden Bewegung in eine stetige Kreisbewegung. Zu demselben gehört noch die **Kurbelstange** AB (franz. la bielle; engl. the connecting rod) als wesentlicher Bestandtheil. Dieselbe ist mit dem einen Ende A an die Warze des Krummzapfens, und mit dem andern Ende B an den Kopf der Stange BF angeschlossen, welche entweder durch den Krummzapfen in geradlinig wiederkehrende Bewegung gesetzt wird, oder denselben eine stetige Kreisbewegung ertheilt. In vielen Fällen kann man die Kurbelstange nicht unmittelbar mit der auf- und nieder-, oder hin- und hergehenden Stange verbinden, sondern es ist nöthig, einen Hebel oder Balancier zwischen beide zu bringen. In Fig. 225 ist die Kurbelstange AB an einen Balancier BD und in Fig. 226 an einen Winkelhebel BDE angeschlossen. Die erste Construction kommt vorzüglich bei Dampfmaschinen vor, wo der Balancier mittels der Kolbenstange in schwingende Bewegung gesetzt und aus dieser Bewegung mittels des Krummzapfens eine rotirende Kreisbewegung abgeleitet wird. Den zwei-

ten Fall hingegen bietet vorzüglich eine ſogenannte Radkunſt dar, wo die rotirende Kreisbewegung eines Waſſerrades mittels Krummzapfen und Krummzapfen.

Fig. 224.

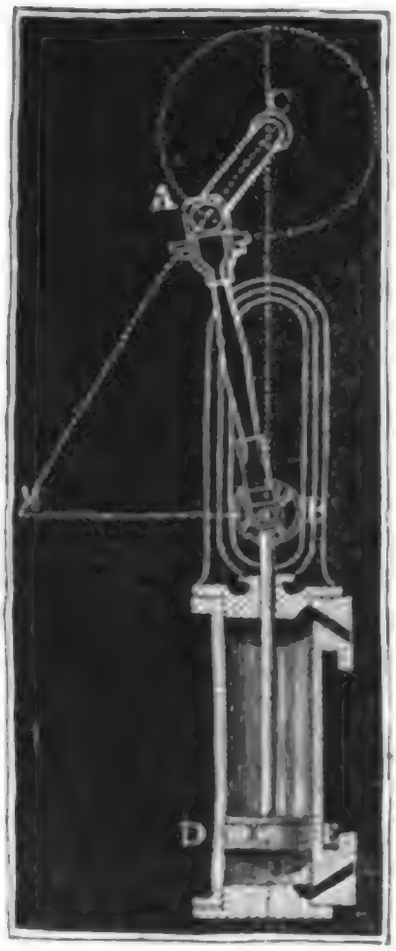


Fig. 225.

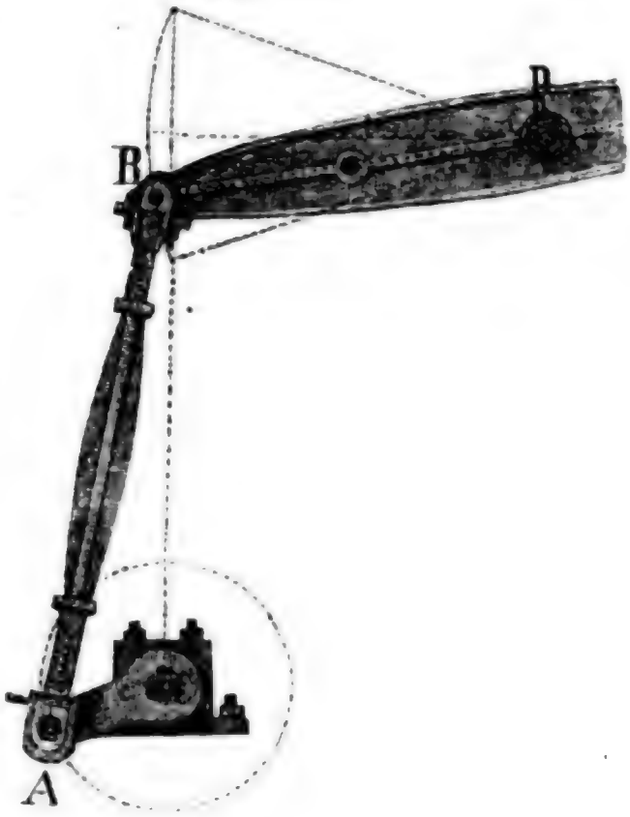
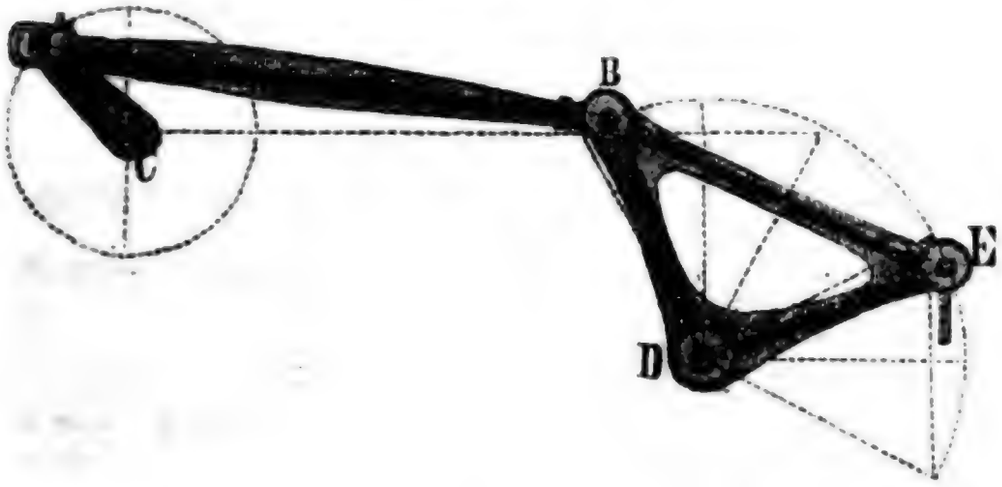


Fig. 226.

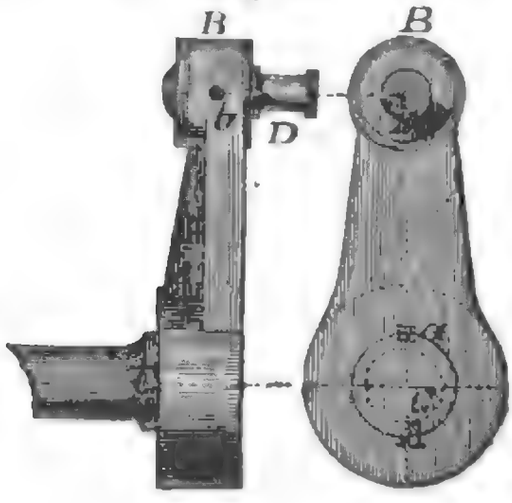


Winkelhebel (Kunſtkreuz) in eine auf- und niedergehende Geſtängbewegung umzuändern iſt.

Man bildet zwar zuweilen die Kurbel aus einem Gußſtücke, es iſt jedoch beſſer, dieſelbe aus drei Stücken zuſammenzuſetzen, namentlich, wenn der Zapfen mit der umlaufenden Welle ein Ganzes bildet. Die Con-

Krummzapfen. struction und Zusammensetzung eines solchen Krummzapfens zeigt Figur 227 in zwei Ansichten. Der Kurbelarm AB ist mit zwei ausgedrehten Augen versehen, durch das eine kommt der Wellen- oder Zapfenkopf C und durch das andere das Kopfstück der Warze D. Die Befestigung des Armes mit dem Zapfenkopfe erfolgt durch einen Splint a, und die der Warze mit dem Arme durch einen Bolzen b, oder auch durch eine Schraube am Ende des Warzenkopfes. Ist ein veränderlicher Kurbelhub nöthig, so muß man die Warze stellbar einrichten, und zu diesem Zwecke den Kurbelarm mit einem Schlitze und einer Stellschraube versehen. Auch wendet man wohl statt des Armes eine ganze Scheibe mit mehreren Löchern zur Aufnahme der Warze an. Zuweilen kann man endlich auch die Warze in die Stirnfläche oder in den Arm eines auf der umlaufenden Welle sitzenden Rades einsetzen, und dadurch den Kurbelarm oder Kurbelbug ganz ersparen.

Fig. 227.



Was die Dimensionen der Kurbel betrifft, so berechnet man die Zapfenstärke d (Wellenstärke) nach der §. 3 mitgetheilten Formel

$$d = 0{,}35\sqrt[3]{Pa} = 6\sqrt[3]{\frac{L}{u}} \text{ Zoll},$$

und dagegen die Warzenstärke d_1 nach der Formel

$$d_1 = 0{,}048\sqrt[3]{R} \text{ des §. 5.}$$

Nun ist aber die Kraft, mit welcher die Warze auf die Stange wirkt, oder umgekehrt, $R = \frac{\pi}{2}$ mal der am Kurbelarme a wirkenden Umdrehungskraft P_1, daher hat man

$$d_1 = 0{,}048\sqrt[3]{\frac{\pi}{2}P}, \quad \text{und} \quad \frac{d_1}{d} = \frac{0{,}048\sqrt[3]{\frac{\pi}{2}P_1}}{0{,}35\sqrt[3]{Pa}},$$

oder, wenn a wie d_1 und d in Zollen ausgedrückt wird,

$$\frac{d_1^2}{d^3} = \frac{(0{,}048)^2 \,.\, \pi P}{2\,.\,(0{,}35)^3\,.\,\frac{Pa}{12}} = \frac{0{,}0023\,.\,6\pi}{0{,}0429\,a} = \frac{1}{a},$$

und daher $\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{d}{a}}$.

Digitized by Google

Hierbei wird jedoch vorausgesetzt, daß die Warze und der Kurbelarm aus Guß- oder Schmiedeeisen bestehen; ist aber nur die erste gußeisern und die letzte aus Schmiedeeisen, so hat man Krummzapfen.

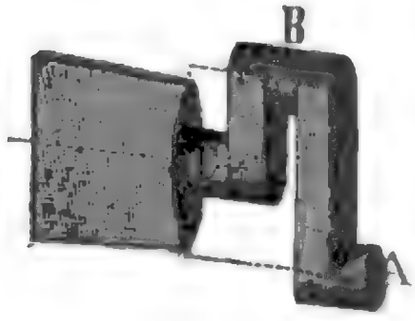
$$\frac{d_1}{d} = 0{,}75 \sqrt{\frac{d}{a}}.$$

Die Stärke des Kurbelarmes läßt sich wie die eines Radarmes (s. II., §. 89) berechnen.

Dem Zapfenkopfe giebt man die Stärke $^5/_4 d$, und ebenso dem Warzenkopfe die Stärke $^5/_4 d_1$. Die Wandstärke des Zapfen- und des Warzenringes wird $^5/_8 d$ und $^5/_8 d_1$ und die Länge dieser Ringe $= {}^5/_4 d$ und $^5/_4 d_1$ genommen.

§. 91. Man wendet nicht selten auch doppelte oder mehrfache Krummzapfen an. Figur 228 zeigt einen doppelten Krummzapfen für ein sogenanntes Stangenvorgelege (s. III., §. 36), mit Warzen A und B die einander diametral gegenüberstehen. Wenn die eine Warze aufsteigt, ist natürlich die andere im Niedergange begriffen; es halten sich daher die Gewichte der in A und B hängenden Stangen einander das Gleichgewicht. Die mittlere Warze B ist ebenso stark zu machen als der Zapfen C, da sie die Torsion einer Kraft P auszuhalten hat, deren Hebelarm $AB = 2CB = 2r$ ist, und das Torsionsmoment des Zapfens: $2P \,.\, CB = 2Pr$ ist. Dasselbe gilt auch von den Armen AB und BC; das Moment zum Abbrechen des einen ist $P \,.\, AB = 2Pr$ und das des anderen $2P \,.\, CA$, also ebenfalls $= 2Pr$ Doppelte Krummzapfen.

Fig. 228.



Bei den gewöhnlichen Radkünsten, oder Pumpenwerken, welche durch ein Wasserrad in Bewegung gesetzt werden, bildet jedes der beiden Wellenenden einen einfachen Krummzapfen, und es steht die Warze des einen ebenfalls um 180 Grad von der des andern ab; es wirken daher auch beide zusammen, so wie der doppelte Krummzapfen in Fig. 228 allein. Diese diametrale Stellung der Warzen ist jedoch nur bei einfachwirkenden Maschinen, d. i. nur dann angemessen, wenn nur zum Auf- nicht aber zum Rückgange der Gestänge Kraft nöthig ist. Ist aber die Kraft beim Hin- und Rückgange der Stangen dieselbe, wie z. B. bei doppelt wirkenden Dampfmaschinen, so muß man die Warzen der beiden Krummzapfen auf das Viertel stellen, d. i. um 90 Grad von einander abstehen lassen, damit sich die Stangenkräfte in der Umdrehung der Krummzapfenwelle

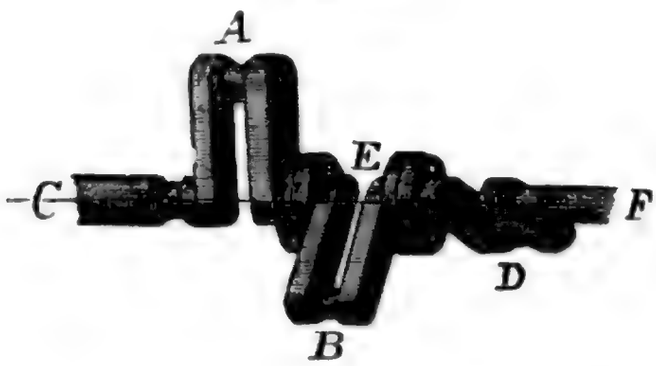
Digitized by Google

Doppelte Krummzapfen.

am vollständigsten unterstützen. Man findet solche Krummzapfen vorzüglich bei Dampfschiffen und Dampfwagen.

Bei einem dreifachen Krummzapfen oder einer Verbindung von drei Krummzapfen, wie Fig. 229, stehen die Warzen *A*, *B*, *D* im Drittel, d. i. um 120 Grad von einander ab; bei einem vierfachen Krummzapfen stehen dieselben im Viertel u. s. w. Zwei oder mehrfache Krummzapfen oder Kurbeln werden in der Regel durch gebrochene oder gekröpfte Wellen, wie *CEF*, Fig. 229, gebildet. Diese Wellen werden seltener aus einem Stücke gegossen, sondern, wie aus der Figur zu ersehen ist, aus Theilen zusammengesetzt, oder aus gefrischtem Eisen geschmiedet. Die geschmiedeten Krummzapfen sind überhaupt, und zumal dann den gußeisernen vorzuziehen, wenn die Maschine Stößen ausgesetzt ist. Mit Recht vermeidet man gern lange gekröpfte Wellen, und ersetzt dieselben lieber durch besonders gelagerte kurze Wellenstücke mit Krummzapfenkuppelung (s. III., §. 7, Fig. 13).

Fig. 229.



Kurbelstange.

§. 92. Die Kurbel- oder Lenkstangen (Lenker) erhalten wegen der vollkommneren Uebertragung der Kraft, mindestens die 5fache Kurbelarmlänge, oder den $2\frac{1}{2}$fachen Warzenkreisdurchmesser zu ihrer Länge; wenn es möglich ist, geht man jedoch damit gern auf die 6- bis 7fache Armlänge hinauf. Bei den einfachwirkenden Kurbeln erfolgt die Mittheilung der Kraft nur durch Zug, und es ist daher auch der Querschnitt der Kurbelstange wie der einer gewöhnlichen Zugstange (s. III., §. 10) zu berechnen. Bei dem doppelt, also ziehend und schiebend wirkenden Krummzapfen ist hingegen der Stangenquerschnitt nach der Theorie der rückwirkenden Festigkeit zu bestimmen.

Nach I., §. 208 ist die Kraft zum Zerknicken einer cylindrischen Stange von der Länge l und der Stärke d_2: $R = \frac{\pi^3}{4} \cdot \frac{d_2^4}{16\,l^2} \cdot E$,

und nach einer der Formeln des vorigen Paragraphen ist die Stärke der Warze $d_1 = 0{,}048\,\sqrt[3]{R}$; eliminirt man daher aus beiden Gleichungen die Stangenkraft R, so erhält man die Gleichung

$$\frac{\pi^3}{4} \cdot \frac{d_2^4}{16\,l^2}\,E = \left(\frac{d_1}{0{,}048}\right)^2.$$

Digitized by Google

und hiernach $d_2 = \sqrt[4]{\frac{64}{\pi^3 E}} \cdot \sqrt{\frac{l d_1}{0{,}048}} = 5{,}47 \sqrt{\frac{l d_1}{\sqrt{E}}}$. Kurbelstange.

Nun haben wir aber in §. 90 auch $\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{d}{a}}$ angegeben, daher erhalten wir $\frac{d_2}{d} = 5{,}47 \sqrt{\frac{l}{\sqrt{a d E}}}$, oder, wenn wir den Elasticitätsmodul des Gußeisens $E = 17'000000$ und das Verhältniß $\frac{l}{a}$ der Lenkerlänge l zur Kurbelarmlänge a, $= n$ setzen,

$$\frac{d_2}{d} = 0{,}0852 \sqrt[3]{n} \cdot \sqrt[4]{\frac{a}{d}}.$$

Nimmt man $n = 6$ und verdoppelt man die Stärke der Sicherheit wegen, so erhält man $\frac{d_2}{d} = 0{,}42 \sqrt[4]{\frac{a}{d}}$.

Bei langen Kurbelstangen findet man meist das Verhältniß $\frac{d_2}{l} = 1/36$ angewendet, jedoch bei kurzen Stangen und bedeutenden Kräften steigt man damit bis auf $1/18$ und wohl noch höher. An den Enden kann man d_2 um ein Viertel kleiner nehmen. Uebrigens wird der mittlere Theil der gußeisernen Lenker in der Regel aus 4 Rippen gebildet, und die Seite des dieselben umschließenden Quadrats $1/20$ der Länge l des Lenkers genommen.

Man bestimmt auch wohl den mittleren Querschnitt der Kurbelstange unter der Voraussetzung, daß man die Belastung auf jeden Quadratzoll Querschnitt bei Gußeisen $K = 500$ Pfund, und bei Schmiedeeisen $K = 1000$ Pfund setzt.

Beispiel. Man soll für eine Dampfmaschine von 40 Pferdekräften, welche pr. Minute 20 Spiele macht, die nöthigen Dimensionen des Krummzapfens berechnen. Die Wellen- oder Zapfenstärke ist

$$d = 6 \sqrt[3]{\frac{L}{u}} = 6 \sqrt[3]{1/20} = 6 \cdot 1{,}26 = 7{,}56 \text{ Zoll},$$

wofür 8 Zoll genommen werden soll; die Warzenstärke ist, bei einer Kurbelarmlänge a von 18 Zoll,

$$d_1 = d \sqrt{\frac{d}{a}} = d \sqrt{\frac{8}{18}} = d \sqrt{4/9} = 2/3 d = 5\,1/3 \text{ Zoll},$$

endlich die Stärke der Kurbelstange

$$d_2 = 0{,}42 \cdot d \sqrt[4]{\frac{a}{d}} = 0{,}42 \sqrt[4]{9/4} \cdot d = 0{,}42 \cdot \sqrt{3/2} \cdot d$$
$$= 0{,}514 \cdot d = 4{,}1 \text{ Zoll},$$

und der entsprechende Querschnitt $F = 13{,}2$ Quadratzoll.

Die Kraft der Stangenarm ist, da dieselbe pr. Minute den Weg $2 \cdot 3 \cdot 20 = 120$

Digitized by Google

Kurbelstange. Fuß zurücklegt, $K = \frac{510 \cdot 60 \cdot 40}{2 \cdot 3 \cdot 20} = 10200$ Pfund,

und daher die Belastung auf jeden Quadratzoll

$$K = \frac{10200}{13{,}2} = 773 \text{ Pfund.}$$

§. 93. Das Auge in der Kurbelstange, durch welches die Warze des Krummzapfens geht, ist mit metallenen Futterstücken versehen, die sich durch Klammer und Splint festkeilen lassen. Um das Zurückziehen des Keiles oder Splintes (der Clavette) zu verhindern, versieht man die Klammer AB, Fig. 230, mit einem Haken, und den Splint EF mit einer Schraube, so daß sich der letztere durch eine Schraubenmutter S anziehen läßt.

Fig. 230.

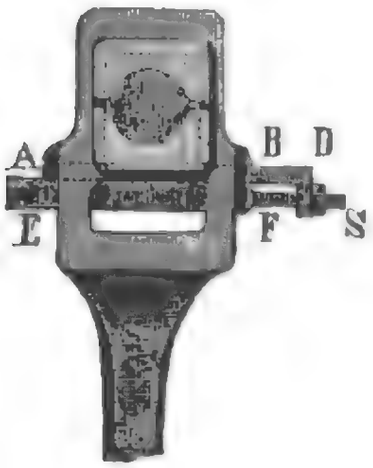
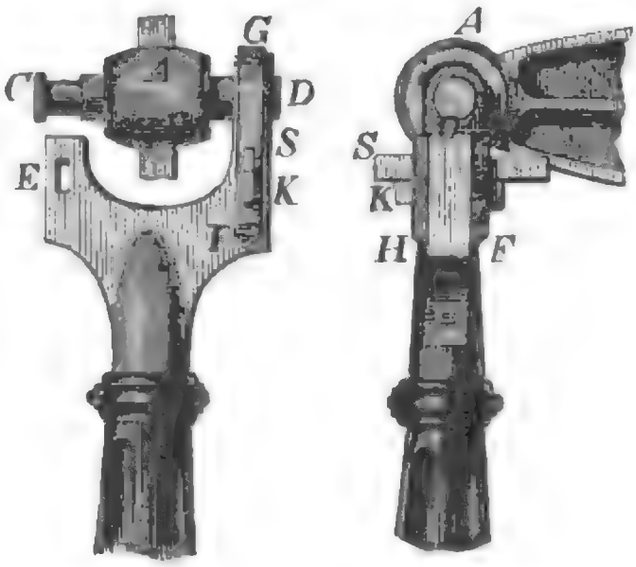


Fig. 231.



Am anderen Ende, wo die Kurbelstange an einem Hebel, Balancier u. s. w. angeschlossen ist, wird dieselbe in der Regel gegabelt, um das Hebelende A mittels eines Bolzens CD, Fig. 231, zwischen sich fassen zu können. Jedes der beiden Gabelenden wie E, wird mit einem schmiedeeisernen Bügel FGH umgeben, der die metallenen Futterstücke für die Bolzenlagerung umgiebt, und mittels Klammer K und Splint S mit der Gabel fest verbunden. Die Gabelung der Kurbelstange wird erspart, wenn das Balancier- oder Hebelende gespalten ist, oder wenn der Balancier aus zwei gleichen Stücken besteht, die in einem gewissen Abstande neben einander liegen, und mit einander durch Schraubenbolzen fest verbunden sind. Es greift in diesem Falle das Ende der Kurbelstangenenden zwischen diese Balancierstücke und ist damit durch einen einzigen Bolzen verbunden.

Die Köpfe der einfachen Balancier sind entweder flach, oder sie sind kugelförmig. Bei den letzteren sitzen die Bolzen, woran die Kurbelstange

Digitized by Google

hängt, auf einem Muff fest, der um einen Zapfen drehbar ist, in welchem das Balancierende ausläuft. Es läßt sich dadurch das Abbrechen des einen oder anderen Verbindungsstückes verhindern, wenn die Bewegungsebene des Balanciers nicht genau mit der der Stange zusammenfällt. Kurbelstange

Die Einrichtung eines Kugelkopfes ist aus Fig. 232 und Fig. 233 zu

Fig. 232.

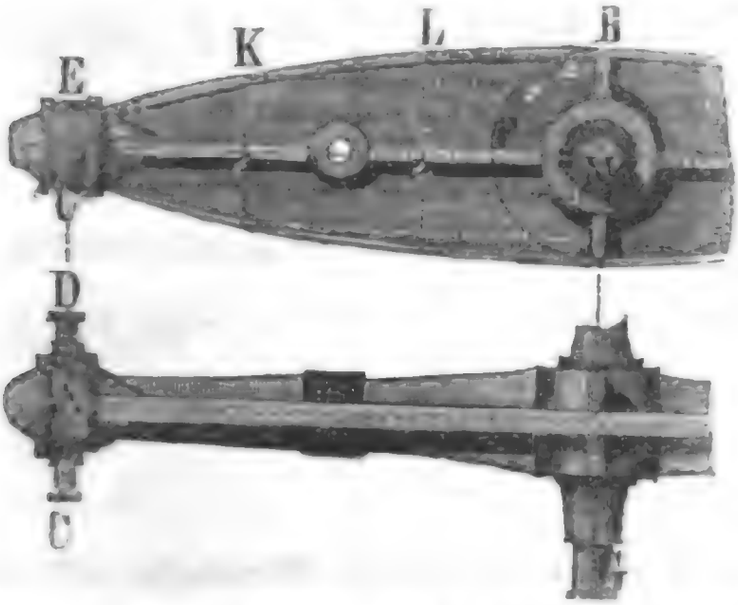


Fig. 233.

ersehen. Es sind C und D die Bolzen zum Aufhängen der Stange, es ist ferner AA der Muff, welcher mit diesen Bolzen ein Ganzes bildet und um den Zapfen B drehbar ist, endlich ist E eine Schale, welche das Zurückgehen des Muffes verhindern soll, und deshalb mittels eines Bolzens auf das äußerste Ende des Balanciers befestigt wird.

§. 94. Was den Balancier selbst anlangt, so läßt man denselben nicht gern über 40 Grad ausschlagen, um nicht zu große Seitenbewegungen zu erhalten. Ist l die Armlänge des Balanciers (in der Regel die Hälfte der Länge des Balanciers) und α der Schwingungswinkel desselben, so haben wir den Stangenschub $s = 2\,l\,sin.\,\frac{\alpha}{2}$, und daher umgekehrt Balancier

$$l = \frac{s}{2\,sin.\,\frac{\alpha}{2}} = \frac{a}{sin.\,\frac{\alpha}{2}}, \quad \text{da } s \text{ auch} = 2\,a,$$

d. i. der doppelten Kurbelhöhe gleich ist. Für $\alpha = 40^0$ erhalten wir

$$l = \frac{a}{sin.\,20^0} = \frac{a}{0{,}3420} = 3{,}086\,a.$$

Meist nimmt man $l = 3\,a = {}^3/_2\,s$.

Ist h die Höhe des Balanciers in der Mitte und b die Breite desselben, so hat man für denselben die bekannte Festigkeitsformel $R\,l = 1000\,b\,h^2$ in Anwendung zu bringen.

Digitized by Google

Balancier. Man nimmt aber meiſt $b = \frac{h}{16}$ $\left(\text{bis}\,\frac{h}{12}\right)$, und $l = 3a$; führen wir daher dieſe Werthe ein, ſo bekommen wir $Ra = 1000 \cdot \frac{h^3}{48}$, und daher

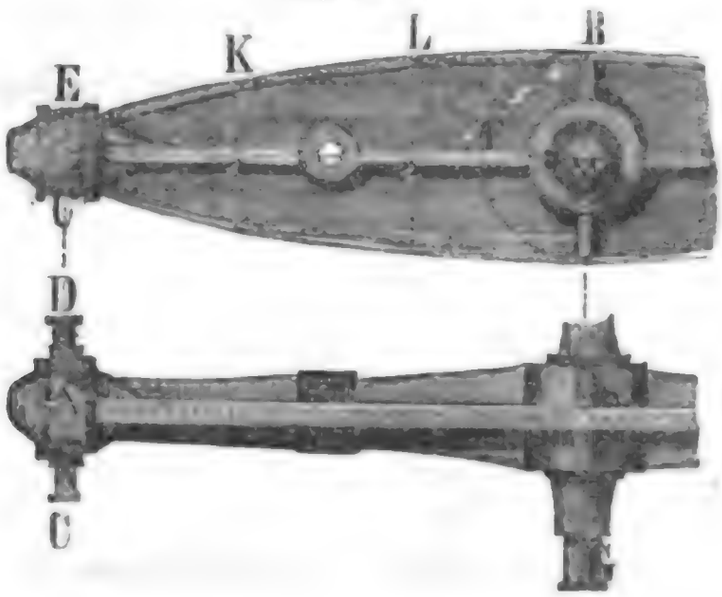
$$h = \sqrt[3]{\frac{48Ra}{1000}}.$$

Nun haben wir aber die Stangenkraft $R = \frac{2}{\pi} P$, und nach §. 90 die Stärke der Kurbelzapfen: $d = 0{,}35 \sqrt[3]{\frac{Pa}{12}}$; es folgt daher auch $\frac{h}{d} = \frac{1}{0{,}35} \sqrt[3]{\frac{48 \cdot 24}{1000\pi}} = 2$, wofür aber, um hinreichende Sicherheit zu erhalten, $= 3$ zu nehmen ſein möchte. Sehr oft findet man auch die Höhe des Balanciers in der Mitte, $h = a = \frac{l}{3}$. An den Enden genügt die Höhe $h_1 = \frac{h}{3}$ bis $\frac{h}{2}$.

Zur Verſtärkung erhält der Balancier noch eine Mittelrippe und eine Saumrippe. Die Höhe dieſer Rippen nimmt man $= b = \frac{h}{16}$, die Breite aber $2b$ und $4b$.

Das Längenprofil des Balanciers ſollte zwar von einer Parabelfläche gebildet werden (ſ. I. §. 204), allein man bringt auch oft folgende Conſtruction in Anwendung. Man theilt die Armlänge $CM = l$, Fig. 234, in gleiche Theile $C1$, 12, $2M$, errichtet auf CM Perpendikel in den Theilpunkten; beſchreibt ferner mit der halben Balancierhöhe $MB = \frac{1}{2}h$ einen

Fig. 234.



Digitized by Google

Kreis aus der Drehaxe M des Balanciers, zieht in dem Abſtande $CE = \frac{1}{2}h_1$ der halben Balancierhöhe am Ende eine Parallele EF zu CM, und theilt den dadurch abgeſchnittenen Bogen FB ebenfalls in gleiche Theile $F1$, 12, $2B$. Endlich legt man noch durch die letzten Theilpunkte Parallellinien zu CM, und bemerkt ſich die Durchſchnittspunkte K, L dieſer Parallelen mit den Perpendikeln durch die Theilpunkte der CM. Die Curve durch die Punkte E, K, L, B giebt die geſuchte Begrenzungslinie des Balanciers. Balancier.

Die Stärke eines Bolzens C und D iſt, da jeder nur die Hälfte der Stangenkraft aufnimmt, $d_3 = d_1\sqrt{\frac{1}{2}} = 0{,}7\,d_1$, d. i. ſieben Zehntel der Warzenſtärke, die Stärke d_4 der Axe oder des Walzeiſens G wird doppelt ſo groß als d_3, alſo $d_4 = 2\,d_3 = 2\sqrt{\frac{1}{2}}\,.\,d_1 = \sqrt{2}\,.\,d_1 = 1{,}4\,d_1$ genommen. Die Hülſenlänge des Walzeiſens nimmt man $0{,}3\,s$, und die ganze Länge deſſelben $= 0{,}7\,s$.

Beiſpiel. Für die im Beiſpiele zu §. 92 behandelte Dampfmaſchine erhalten wir, da die Kurbelhöhe $a = 18$ Zoll iſt, die Länge der Kurbelſtange = der des gleicharmigen Balanciers:

$$2l = 6a = 6\,.\,{}^3/_2 = 9 \text{ Fuß} = 108 \text{ Zoll};$$

ferner die Balancierhöhe in der Mitte: $h = 3d = 3\,.\,8 = 24$ Zoll, die am Ende $h_1 = 0{,}4\,h = 10$ Zoll und die Balancierbreite $b = \frac{h}{16} = 1\frac{1}{2}$ Zoll; ferner iſt die Stärke der Bolzen zum Aufhängen der Kurbelſtange

$$d_2 = 0{,}7\,.\,d_1 = 0{,}7\,.\,5\frac{1}{2} = 3\frac{3}{4} \text{ Zoll},$$

und die Stärke des Walzeiſens: $d_4 = 2\,.\,d_2 = 7\frac{1}{2}$ Zoll zu nehmen.

§. 95. Bei der im Folgenden zu entwickelnden Theorie des Krummzapfens haben wir auf folgende Unterſchiede Rückſicht zu nehmen: Bewegung des Krummzapfens.

1) Es kann der Krummzapfen *einfach* oder *doppelt* wirken.
2) Es kann derſelbe ein *einfacher* oder *mehrfacher* ſein, d. i. allein oder mit mehreren zuſammenwirken.
3) Es kann die Stangenkraft *conſtant* oder *veränderlich* ſein.
4) Es kann ferner die Kurbelſtange *unmittelbar* mit der *auf- und niedergehenden Stange* verbunden ſein, oder es kann ſich zwiſchen beiden ein Hebel oder Balancier befinden.
5) Es kann endlich die Bewegung von der Krummzapfenwelle ausgehen und auf eine Stange übergetragen, oder es kann der Krummzapfen durch eine hin- und zurückgehende Stange in Umdrehung geſetzt werden.

Wir heben unſere Unterſuchung mit dem *einfachen doppeltwirkenden Krummzapfen* an, deſſen Kurbelſtange unmittelbar mit einer Kolbenſtange verbunden iſt, und ſetzen dabei eine conſtante Stangenkraft oder Stangenlaſt voraus.

Es bezeichne in der Folge P die auf den Warzenkreis reducirte Umdrehungskraft, und Q die in der diametralen oder Stangenrichtung wirkende

Digitized by Google

Bewegung des Krummzapfens.

Gegenkraft, ferner r die Kurbelarmlänge oder den Warzenkreishalbmeſſer CA, Fig. 235, und l die Länge AB der Kurbelſtange. Denken wir uns die Bewegung anfangend, wenn die Warze in einem der todten, d. i. in einem der Punkte O oder U ſteht, wo die Geſtängrichtung den Warzenkreis ſchneidet; bezeichnen wir den veränderlichen, im todten Punkte O anfangenden Umdrehungswinkel OCA durch β, ferner die entſprechende Abweichung ABC des Lenkers von der Richtung BC der Kolbenſtange durch α und den entſprechenden Weg DB durch s. Setzen wir noch die auf den Warzenkreis reducirte Umdrehungsmaſſe der Maſchine $= M$, und die Stangenmaſſe $= M_1$; ferner die Umdrehungszahl des Krummzapfens pr. Minute $= u$, die mittlere Geſchwindigkeit der Warze $= c$, und die Geſchwindigkeit derſelben im todten Punkte O, $= c_1$; ferner die veränderliche Geſchwindigkeit derſelben überhaupt $= v$, ihren Maximalwerth aber $= v_1$ und ihren Minimalwerth $= v_2$, endlich aber die veränderliche Geſchwindigkeit der Stange $= w$. Der geradlinige Weg DB, welchen das Stangenende B zurücklegt, während die Warze den Bogen $OA = r\beta$ durchläuft, iſt

Fig. 235.

$$s = BC - DC = BH - CH - (DO - CO) = l\cos.\alpha - r\cos.\beta - (l - r)$$
$$= r(1 - \cos.\beta) - l(1 - \cos.\alpha).$$

Nun hat man aber noch im Dreiecke ABC,

$$\frac{\sin. ABC}{\sin. ACB} = \frac{CA}{AB}, \text{ d. i. } \frac{\sin.\alpha}{\sin.\beta} = \frac{r}{l},$$

es folgt daher $s = r(1 - \cos.\beta) - l + \sqrt{l^2 - r^2(\sin.\beta^2)}$.

Da aber l mindeſtens $= 5r$ genommen wird, ſo iſt $(r\sin.\beta)^2$ ſehr klein gegen l^2 und daher annähernd

$$\sqrt{l^2 - r^2(\sin.\beta)^2} = l - \tfrac{1}{2}\left(\frac{r\sin.\beta}{l}\right)^2 \text{ zu ſetzen,}$$

ſo daß nun $s = r(1 - \cos.\beta) - \dfrac{r^2(\sin.\beta)^2}{2l}$ folgt. (Vergl. II., §. 307.)

Für den erſten todten Punkt hat man $\beta = 0$, daher $\sin.\beta = 0$,

$cos.\beta = 1$ und $s = 0$; für den zweiten todten Punkt aber $\beta^0 = 180^0$, oder $\beta = \pi$. daher $sin.\beta = 0$, $cos.\beta = -1$, und $s = 2r$. Ferner für ein Viertel der Umdrehung, d. i. für $\beta^0 = 90^0$ oder 270^0 hat man $sin.\beta^2 = 1$, $cos.\beta = 0$ und daher Bewegung des Krummzapfens

$$s = r - l + \sqrt{l^2 - r^2} = r - \frac{r^2}{2l} = r\left(1 - \frac{r}{2l}\right),$$

also nicht ganz den halben Weg DM.

Setzen wir aber $s = r$, so erhalten wir die Gleichung

$$l + r\,cos.\beta = \sqrt{l^2 - r^2\,(sin.\beta)^2},$$

und es bestimmt sich hiernach $cos.\beta = -\frac{r}{2l}$.

Beispiel. Bei einem Krummzapfen mit dem Verhältnisse $\frac{l}{r} = 5$ ist $cos.\beta = -0{,}1$ und daher $\beta^0 = 180^0 - 84^0{,}15' = 95^0{,}45'$. Es tritt also bei diesem Abstande der Warze vom oberen todten Punkte, oder bei dem Abstande $84^0{,}15'$ vom unteren todten Punkte das Hubmittel ein. Steht die Warze im Viertel, so ist der Hub nur $r\,(1 - 0{,}1) = 0{,}9\,r$.

§. 96. Das Geschwindigkeitsverhältniß zwischen der Stangen- und der Kurbelbewegung ergiebt sich, da einem kleinen Zuwachs $d\beta$ von β das kleine Wachsthum von s Geschwindigkeiten der Kurbel.

$$ds = r\left([1 - cos.(\beta + d\beta)] - (1 - cos.\beta)\right) - \frac{r^2}{2l}\left([sin.(\beta + d\beta)]^2 - (sin.\beta)^2\right)$$

$$= r\,[cos.(\beta) - cos.(\beta + d\beta)] - \frac{r^2}{2l}\left([sin.(\beta + d\beta)]^2 - (sin.\beta)^2\right)$$

$$= r\,sin.\beta\,.\,d\beta - \frac{r^2}{2l}\,[(sin.\beta + cos.\beta\,.\,d\beta)^2 - (sin.\beta)^2]$$

$$= r\,sin.\beta\,.\,d\beta - \frac{r^2}{2l}\,.\,2\,sin.\beta\,cos.\beta\,.\,d\beta$$

$$= r\,sin.\beta\,d\beta\left(1 - \frac{r}{l}\,cos.\beta\right) \text{ entspricht,}$$

$$\frac{w}{c} = \frac{ds}{r\,d\beta} = sin.\beta\left(1 - \frac{r}{l}\,cos.\beta\right) = sin.\beta - \frac{r}{2l}\,sin.2\beta.$$

Hiernach ist z. B. in den todten Punkten, wo man $\beta = 0$ oder $= \pi$, also $sin.\beta = 0$ hat, das Verhältniß der Stangengeschwindigkeit w zur mittleren Warzengeschwindigkeit c, $= 0$, also die Geschwindigkeit der Stange $= 0$; dagegen für die Quadratur oder die Viertelstellung der Warze, wo $\beta = 90^0$ oder 270^0, also $sin.\beta = \pm 1$ und $cos.\beta = 0$ ist, stellt sich $\frac{w}{c} = \pm 1$ heraus, hat also die Stange mit der Warze einerlei Geschwindigkeit. Beim halben Hube, wo $cos.\beta = -\frac{r}{2l}$ ist, hat man dieses

Geschwindigkeiten der Kurbel

Geschwindigkeitsverhältniß

$$\frac{w}{c} = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{2l}\right)^2}\left(1 + \frac{r^2}{2l^2}\right) = 1 + \tfrac{3}{8}\left(\frac{r}{l}\right)^2.$$

Das Maximum der Stangengeschwindigkeit w tritt ein, wenn ein unendlich kleines Wachsthum von β keine Veränderung in $\frac{w}{c}$ giebt; wenn also $sin.(\beta + d\beta) - sin\,\beta - \frac{r}{2l}[sin.2(\beta + d\beta) - sin.2\beta) = $ Null ausfällt. Nun ist aber $sin.(\beta + d\beta) = sin.\beta + cos.\beta \,.\, d\beta$ und

$$sin.2(\beta + d\beta) = sin.2\beta + 2\,.\,cos.2\beta\,.\,d\beta$$

zu setzen, daher folgt die Bedingung

$$cos.\beta\,.\,d\beta - \frac{r}{l}\,cos.2\beta\,.\,d\beta = 0, \quad \text{oder}$$

$$cos.\beta = \frac{r}{l}\,cos.2\beta; \text{ oder genau genug, } cos.\beta = -\frac{r}{l},$$

und das entsprechende Maximum des Geschwindigkeitsverhältnisses:

$$\frac{w}{c} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2}}\left(1 + \frac{r^2}{l^2}\right) = 1 + \tfrac{1}{2}\frac{r^2}{l^2}.$$

Endlich ist der mittlere Werth von diesem Verhältnisse, da für $\beta = \pi$, $s = 2r$ ist, $\frac{w}{c} = \frac{\pi r}{2r} = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366$.

Fig. 236.

Kräfte der Kurbel

Beispiel. Ist das Verhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$, so erhalten wir das Geschwindigkeitsverhältniß im Hubmittel:

$$\frac{w}{c} = 1 + \tfrac{3}{8}(\tfrac{1}{5})^2 = 1{,}015;$$

dagegen das Maximum dieses Verhältnisses:

$$\frac{w}{c} = 1 + \tfrac{1}{2}(\tfrac{1}{5})^2 = 1{,}02.$$

§. 97. Die Beziehung zwischen der Umdrehungskraft P und der Stangenkraft Q läßt sich durch Kraftzerlegung wie folgt ausmitteln. Die Stangenkraft Q zerlegt sich in zwei Seitenkräfte R und N, wovon R in der Axe des Lenkers und N winkelrecht zur Stangenaxe wirkt, und von der Führung oder Leitung der Stange aufgenommen wird. Es ist $R = \frac{Q}{cos.\alpha}$

und $N = Q\,tang.\alpha$.

Digitized by Google

Die Axenkraft R des Lenkers zerlegt sich wieder in die Tangential- oder Umdrehungskraft P des Krummzapfens und die Kraft S, welche nach der Axe des Krummzapfens gerichtet ist und von dieser aufgenommen wird. Es ist $P = R \sin. RAC$ und $S = R \cos. RAC$. Kräfte der Kurbel.

Nun hat man $ACO = \beta = RAC + ABC = RAC + \alpha$, daher ergiebt sich $RAC = \beta - \alpha$ und

$$P = R \sin.(\beta - \alpha) = \frac{Q \sin.(\beta - \alpha)}{\cos. \alpha} = Q(\sin. \beta - \cos. \beta \, tang. \alpha),$$

sowie

$$S = R \cos.(\beta - \alpha) = \frac{Q \cos.(\beta - \alpha)}{\cos. \alpha} = Q(\cos. \beta + \sin. \beta \, tang. \alpha).$$

Dem Principe der virtuellen Geschwindigkeiten zu Folge ist auch $Pv = Qw$, und daher

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{\sin.(\beta - \alpha)}{\cos. \alpha} = \sin. \beta - \cos. \beta \, tang. \alpha,$$

oder $tang. \alpha$ annähernd $= \sin. \alpha = \frac{r}{l} \sin. \beta$ gesetzt,

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \sin. \beta \left(1 - \frac{r}{l} \cos. \beta\right),$$

wie wir auch im vorigen Paragraphen gefunden haben.

Ist demnach die Kraft Q unverändert dieselbe, so ist P veränderlich, und zwar für $\beta = 0$ oder 180^0, P auch $= 0$, und für

$$\beta = arc. \left(\cos. = -\frac{r}{l}\right), \text{ ein Maximum,}$$

und zwar $P = \left(1 + \frac{r^2}{2 l^2}\right) Q.$

Im Mittel ist aber $P = \frac{2}{\pi} Q = 0{,}6366 \, Q$, so wie umgekehrt,

$$Q = \frac{\pi}{2} P = 1{,}5708 \, P.$$

Ist die Kraft beim Hingange eine andere als beim Rückgange, hat man dieselbe in einem Falle Q_1 und im anderen Q_2, so stellt sich die mittlere Umdrehungskraft $P = \frac{Q_1 + Q_2}{\pi}$ heraus, und wirkt endlich der Krummzapfen nur einfachwirkend, so hat man $Q_2 = 0$ und daher

$$P = \frac{Q}{\pi} = 0{,}3183 \, Q.$$

Zwei einfach wirkende Krummzapfen mit diametral gegenüber stehenden Warzen wirken genau wie ein doppeltwirkender Krummzapfen.

Anmerkung. Durch Anbringung eines Gegengewichtes läßt sich die Ungleichheit der Stangenkräfte Q_1 und Q_2 aufheben, und die Ungleichförmigkeit der Drehbewegung herabziehen. Hiervon ist jedoch erst weiter unten die Rede.

Digitized by Google

Kräfte der Kurbel.

§. 98. Bei einem doppelten Krummzapfen mit den aufs Viertel gestellten Warzen stellen sich folgende Kraftverhältnisse heraus.

Es ist für die eine Warze die Umdrehungskraft

$$P_1 = \left(1 - \frac{r}{l}\ cos.\ \beta\right) Q_1\ sin.\ \beta,$$

und für die andere, um $\frac{\pi}{2} = 90^0$ abstehende diese Kraft

$$P_2 = \left[1 - \frac{r}{l}\ cos.\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)\right] Q_2\ sin.\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)$$
$$= \left(1 + \frac{r}{l}\ sin.\ \beta\right) Q_2\ cos.\ \beta,$$

und daher die ganze Umdrehungskraft

$$P = P_1 + P_2 = \left(1 - \frac{r}{l}\ cos.\ \beta\right) Q_1\ sin.\ \beta + \left(1 + \frac{r}{l}\ sin.\ \beta\right) Q_2\ cos.\ \beta$$
$$= Q_1\ sin\ \beta + Q_2\ cos.\ \beta - \frac{(Q_1 - Q_2)}{2} \cdot \frac{r}{l}\ sin.\ 2\beta;$$

also für gleiche Stangenkräfte $Q_1 = Q_2 = Q$.

$$P = Q\ (sin.\ \beta + cos.\ \beta).$$

Es ist hiernach für $\beta = 0$, $P = Q_2$, für $\beta = 90^0$, $P = Q_1$ und für $tang.\ \beta = \frac{Q_1}{Q_2} = 1$, P ein Maximum, und zwar

$$P = (Q_1\ tang.\ \beta + Q_2)\ cos.\ \beta = \frac{(Q_1^2 + Q_2^2)\ cos.\ \beta}{Q_2} = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2}.$$

Ist $Q_1 = Q_2 = Q$ so hat man die größte Kraft

$$P = Q\sqrt{2} = 1{,}4142\ Q,$$

und zwar bei dem Drehungswinkel $\beta = 45^0$. Die Formel

$$P = Q_1\ sin.\ \beta + Q_2\ cos.\ \beta - \frac{(Q_1 - Q_2)}{2} \cdot \frac{r}{l}\ sin.\ 2\beta$$

gilt jedoch nur für die Bewegung im ersten Quadranten. Ist β zwischen $\frac{\pi}{2}$ und π enthalten, so hat man Q_2 negativ, und daher

$$P = Q_1\ sin.\ \beta - Q_2\ cos.\ \beta - \frac{(Q_1 + Q_2)}{2} \cdot \frac{r}{l}\ sin.\ 2\beta.$$

Für die Bewegung durch den dritten Quadranten ist auch Q_1 negativ, und daher $P = -\ Q_1\ sin.\ \beta - Q_2\ cos.\ \beta + \frac{(Q_1 - Q_2)}{2} \cdot \frac{r}{l}\ sin.\ 2\beta$,

und endlich für den vierten Quadranten ist Q_1 noch negativ, Q_2 aber positiv, und daher

$$P = -\ Q_1\ sin.\ \beta + Q_2\ cos.\ \beta + \frac{(Q_1 + Q_2)}{2} \cdot \frac{r}{l}\ sin\ 2\beta.$$

Digitized by Google

Ist $\beta = 2\pi$ geworden, d. i. hat sich die erste Warze des doppelten Krummzapfens um 360° gedreht, so hat P den Weg $2\pi r$ und $Q_1 + Q_2$ den Weg $2 \,.\, 2r$ durchlaufen, es ist daher Kräfte der Kurbel.

$$2\pi r P = 4r\,(Q_1 + Q_2),$$

und folglich wieder

$$P = \frac{2}{\pi}\,(Q_1 + Q_2) = 0{,}6366\,(Q_1 + Q_2),$$

wie beim einfachen Krummzapfen. In der Regel sind, wie z. B. bei Locomotiven, Dampfschiffen u. s. w. die beiden Stangen- oder Kolbenkräfte einander gleich, es ist daher die resultirende Umdrehungskraft

$$P = \frac{4}{\pi}\,Q = 1{,}2732\,Q.$$

Um bei langen Gestängen die Fortpflanzung der Kraft nicht durch Schub, sondern nur durch Zug zu bewirken, wendet man zwei doppelte oder einen vierarmigen einfachwirkenden Krummzapfen an, dessen Warzen um je 90 Grad von einander abstehen. Hier erfolgt bei der rückkehrenden Stange keine Kraftübertragung und es ist deshalb das Bewegungsverhältniß dasselbe wie bei dem zweiarmigen doppeltwirkenden Krummzapfen.

Anmerkung. Bei dem dreifachen Krummzapfen, dessen Warzen um je 120 Grad von einander abstehen, hat man, wenn man der Einfachheit wegen das Glied mit dem Faktor $\frac{r}{l}\cos.\beta$ wegen seiner Kleinheit unbeachtet läßt:

$$\begin{aligned} P_1 &= Q_1 \sin.\beta, \\ P_2 &= Q_2 \sin.(\beta + 120°) \\ &= \frac{Q_2}{2}\,(\sqrt{3}\,.\cos.\beta - \sin.\beta) \text{ und} \\ P_3 &= -\,Q_3 \sin.(\beta + 240°) \\ &= \frac{Q_3}{2}\,(\sqrt{3}\,.\cos.\beta + \sin.\beta), \end{aligned}$$

folglich die ganze Umdrehungskraft, wenn man die Stangenkräfte einander gleich annimmt, also $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q$ setzt,

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = Q\,(\sin.\beta + \sqrt{3}\,.\cos.\beta) = 2\,Q \sin.(\beta + 60°).$$

§. 99. Bei Anwendung eines Krummzapfens stellen sich besonders drei Widerstände oder Nebenhindernisse ein, nämlich die Zapfenreibung, die Warzenreibung und die Stangenreibung. Was zunächst die Zapfenreibung anlangt, so ist dieselbe wie jede andere Zapfenreibung zu berechnen. Ist r_1 der Zapfenhalbmesser und R_1 der mittlere, vorzüglich von dem Gewichte der armirten Krummzapfenwelle abhängige Zapfendruck, so hat man die auf den Warzenkreis reducirte Zapfenreibung Kurbelreibungen

$$F_1 = \frac{r_1}{r}\,\varphi\,R_1.$$

Natürlich ist für jeden besonderen Fall R_1 auch besonders zu finden.

Digitized by Google

Kurbelreibungen.

Die Warzenreibung ist $= \varphi R = \frac{\varphi Q}{cos.\,\alpha}$ annähernd $= \varphi Q$, und durchläuft pr. Umdrehung der Krummzapfenwelle den Umfang $2\pi r_2$ der Warze, es ist folglich dieselbe, auf den Warzenkreis reducirt:

$$F_2 = \frac{2\pi r_2 \varphi R}{2\pi r} = \frac{r_2}{r} \varphi R = \frac{r_2}{r} \varphi Q = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_2}{r} \varphi P.$$

Da bei dem Kreisexcentrik $\frac{r_2}{r}$ größer als 1 ist, bei dem gewöhnlichen Krummzapfen aber ein kleiner ächter Bruch, so fällt diese Reibung bei dem ersteren viel größer aus als bei dem letzteren, und es ist daher das Kreisexcentrik nur in besonderen Fällen, wie z. B. bei der Steuerung von Maschinen, anzuwenden. Bei dem einfachwirkenden Krummzapfen übt auch noch das Stangengewicht auf die Zapfen- und Warzenreibung einen Einfluß aus, wie das in der Folge an mehreren Beispielen gezeigt werden wird.

Endlich die Stangen- oder vielmehr die Stangenkopfreibung hängt von dem Seitendrucke $N = Q\,tang.\,\alpha$ ab; da aber dieser veränderlich ist, so muß für denselben der mittlere Werth gefunden werden. Es ist annähernd $N = Q\,sin.\,\alpha = Q\frac{r}{l}\,sin.\,\beta$, daher die entsprechende Reibung $\varphi N = \varphi \frac{Qr}{l}\,sin.\,\beta$, und da die Geschwindigkeit der Stange $w = c\,sin.\,\beta$ gesetzt werden kann, die entsprechende Arbeit der Seitenreibung, wenn dieselbe bloß gleitend ist, $= \varphi \frac{Qr}{l}\,c\,(sin.\,\beta)^2$. Nun ist aber $(sin.\,\beta)^2 = \frac{1 + cos.\,2\beta}{2}$, und das Mittel der Cosinus aller Winkel von 0 bis 360^0 = Null, daher hat man auch das Mittel von $(sin.\,\beta)^2$ während eines Auf- oder Niederganges $= 1/2$, und den mittleren Werth von der Seitenreibung $= 1/2\,\varphi Q \frac{rc}{l}$, und endlich die auf den Warzenkreis reducirte Stangenkopfreibung

$$F_3 = \frac{r}{2l} \cdot \varphi Q = \frac{r}{2l} \varphi \cdot \frac{\pi}{2} P = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r}{l} \varphi P.$$

Versieht man den Bolzen, wodurch die Stange mit dem Lenker verbunden ist, mit einem Friktionsrade, so verwandelt sich diese gleitende Reibung in eine Zapfenreibung, und ist nun a der Halbmesser dieses Friktionsrades und r_3 der Halbmesser seines Bolzens, so hat man

$$F_2 = \frac{r_3}{a} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r}{l} \varphi P = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{l} \cdot \varphi P = \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{2l} \varphi Q.$$

Digitized by Google

Während wir nun ohne Rücksicht auf Reibung für einen einarmigen doppeltwirkenden Krummzapfen das Kraftverhältniß $\frac{P}{Q} = \frac{2}{\pi}$ haben, ist demnach mit Rücksicht auf die Reibungen zu setzen, Kurbelreibungen.

1) wenn P die Kraft und Q die Last ist, also die Stange durch den Krummzapfen bewegt wird,

$$P = \frac{2}{\pi} Q + F_1 + F_2 + F_3 = \frac{2}{\pi} Q + \frac{r_1}{r} \varphi R_1 + \frac{r_2}{r} \varphi Q + \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{2l} \varphi Q$$

$$= \left[\frac{2}{\pi} + \varphi\left(\frac{r_2}{r} + \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{2l}\right)\right] Q + \frac{r_1}{r} \varphi R_1,$$

2) wenn P die Last und Q die Kraft ist, also der Krummzapfen durch die Stange bewegt wird,

$$Q = \frac{\pi}{2} (P + F_1 + F_2 + F_3)$$

$$= \frac{\pi}{2} \left(P + \frac{r_1}{r} \varphi R_1 + \frac{r_2}{r} \varphi Q + \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{2l} \varphi Q\right)$$

$$= \frac{\pi}{2} \left(\left[1 + \varphi \frac{\pi}{2} \left(\frac{r_2}{r} + \frac{r_3}{a} \cdot \frac{r}{2l}\right)\right] P + \frac{r_1}{r} \varphi R_1\right).$$

Anmerkung 1. Die Reibung am Umfange des Bolzens, womit der Lenker mit dem Stangenkopfe verbunden ist, kann man wegen ihrer Kleinheit außer Acht lassen. Ist r_4 der Halbmesser dieses Bolzens, so hat man diese Reibung auf den Warzenkreis reducirt,

$$F_4 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{r_4}{l} \varphi Q = \frac{r_4}{l} \varphi P,$$

weil sich während einer Umdrehung des Krummzapfens dieser Bolzen in dem Bogen $\frac{2r}{l}$ hin- und zurückschwingt, also die Reibung φQ den Weg $\frac{4r}{l} \cdot r_4$ macht.

Anmerkung 2. Diese Reibungen können unter gewissen Umständen auch noch durch die Trägheit der Gestängmasse vergrößert werden; in der Regel findet jedoch eine Ausgleichung Statt, da nicht nur die Arbeit, welche bei der ersten Hälfte des Stangenaufganges durch die Ueberwindung der Trägheit verloren geht, in der zweiten Hälfte desselben wieder zu Gute kommt, sondern auch die daraus erwachsende Vergrößerung der Reibung bei der ersten Hälfte des Aufganges durch eine gleiche Verminderung derselben in der zweiten Hälfte desselben wieder ausgeglichen wird.

Beispiel. Ist bei einem Krummzapfen die auf den Warzenkreis reducirte Last $P = 2500$ Pfund, der Zapfendruck $R_1 = 10000$ Pfund, die Armlänge oder der Halbmesser des Warzenkreises $r = 18$ Zoll, ferner der Zapfenhalbmesser $r_1 = 4$ Zoll, der Warzenhalbmesser $r_2 = 2\frac{1}{2}$ Zoll, die Länge des Lenkers $l = 90$ Zoll, der Armenhalbmesser der Friktionsräder am Stangenkopfe $r_3 = 1\frac{1}{2}$ Zoll, und der Halbmesser dieser Räder, $a = 5$ Zoll, so hat man bei dem Reibungscoeffi-

Digitized by Google

cienten $\varphi = 0{,}075$ die nöthige Stangenkraft

$$Q = 1{,}5708\ [2500 + 0{,}075 \cdot 1{,}57\ (^{5}/_{36} + {}^{3}/_{10} \cdot {}^{18}/_{180}) \cdot 2500 + {}^{4}/_{18} \cdot 0{,}075 \cdot 10000]$$
$$= 1{,}5708\ (2500 + 50 + 167)$$
$$= 1{,}5708 \cdot 2717 = 4267{,}8 \text{ Pfund.}$$

Ohne Rückſicht auf dieſe Reibungen wäre

$$Q = \frac{\pi}{2} P = 1{,}5708 \cdot 2500 = 3927 \text{ Pfund;}$$

es iſt alſo der Verluſt in Folge dieſer Reibungen

$$= \frac{426780 - 392700}{3927} = 8{,}7 \text{ Procent.}$$

Mechanik des Krummzapfens.

§. 100. Ebenſo intereſſant als wichtig ſind die Bewegungsverhältniſſe eines Krummzapfens. Beginnen wir die Unterſuchung derſelben wieder an dem einarmigen doppeltwirkenden Krummzapfen, und ſetzen wir hierbei voraus, daß die Bewegung vom Krummzapfen ausgehe. Iſt die Warze von dem todten Punkte O, Fig. 237, nach einem Punkte A, welcher von jenem um den veränderlichen Winkel $OCA = \beta^0$ abſteht, übergegangen, ſo hat die Umdrehungskraft P den Weg $QA = r\beta$ zurückgelegt, und folglich die Arbeit $Pr\beta$ verrichtet. Dagegen hat die Stangenkraft Q den Weg

Fig. 237.

$$DB = s = r\ (1 - cos.\ \beta) - \frac{r^2\ (sin.\ \beta)^2}{2\,l}$$

durchlaufen, und es iſt folglich die entſprechende Arbeit dieſer Kraft

$$= Qs = \left(r\,(1 - cos.\,\beta) - \frac{r^2\,(sin.\,\beta)^2}{2\,l}\right) Q.$$

Ziehen wir nun dieſe beiden Arbeiten von einander ab, ſo erhalten wir diejenige Leiſtung, welche auf die Beſchleunigung oder Verzögerung der trägen Maſſen verwendet wird:

$$Pr\beta - Q\left(r\ (1 - cos.\beta) - \frac{r^2\ (sin.\beta)^2}{2\,l}\right).$$

Die rotirende Maſſe M hat im todten Punkte O die Geſchwindigkeit c_1 und beim Stande der Warze in A die Geſchwindigkeit v, folglich nimmt ſie bei der Bewegung der Warze von O nach A das Arbeitsquantum

$$L_1 = \left(\frac{v^2 - c_1^2}{2}\right) M$$

in Anſpruch. (S. I., §. 71.)

Digitized by Google

Mechanik des Krummzapfens.

Die Stangenmaſſe M_1 hat die Geſchwindigkeit

$$w = v\left(\sin.\beta - \frac{r}{2l}\sin.2\beta\right);$$

die beim Durchgange der Warze durch den todten Punkt = Null war, es iſt daher die Arbeit, welche dieſe erfordert, während die Warze von O nach A geht, $L_2 = \frac{v^2}{2}\left(\sin.\beta - \frac{r}{2l}\sin.2\beta\right)^2 M_1$.

Laſſen wir vor der Hand die Maſſe des Lenkers außer Acht, ſo erhalten wir daher folgende Bewegungsformel für den einarmigen Krummzapfen:

$$Pr\beta - Qr\left(1 - \cos.\beta - \frac{r}{2l}(\sin.\beta)^2\right) = \frac{M(v^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1}{2}v^2\left(\sin.\beta - \frac{r}{2l}\sin.2\beta\right)^2.$$

Damit die Maſchine einen beharrlichen Gang behalte, ſo muß nach einer halben Umdrehung, wo die Kraft Q die entgegengeſetzte Richtung annimmt, eine Periode der Bewegung beendigt, und daher die Geſchwindigkeit v wieder in c_1 übergegangen ſein. Dies vorausgeſetzt, können wir in unſerer Formel gleichzeitig $\beta = \pi$ und $v = c_1$ ſetzen, und bekommen ſo den Ausdruck

$$\pi Pr - (1 - \cos.\pi)Qr = \frac{M(c_1^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1 c_1^2}{2}\sin.\pi,$$

d. i., da $\cos.\pi = -1$ und $\sin.\pi = 0$ iſt, $(\pi P - 2Q)r = 0$, alſo $P = \frac{2}{\pi}Q$, oder $Q = \frac{\pi}{2}P$, wie wir allerdings ſchon gefunden haben. Setzen wir aber dieſes Verhältniß in unſere Hauptformel, ſo bekommen wir

$$\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + \cos.\beta + \frac{r}{2l}(\sin.\beta)^2\right)Qr = \frac{M(v^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1 v^2}{2}\left(\sin.\beta - \frac{r}{2l}\sin.2\beta\right)^2;$$

und es folgt nun die Warzengeſchwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{Mc_1^2 + 2Qr\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + \cos.\beta + \frac{r}{2l}(\sin.\beta)^2\right)}{M + M_1\left(\sin.\beta - \frac{r}{2l}(\sin.2\beta)\right)^2}}.$$

Wären wir bei unſerer Unterſuchung von dem anderen todten Punkte U ausgegangen, ſo würden die Glieder mit $\frac{r}{2l}$ das entgegengeſetzte Zeichen erhalten haben, und daher der Ausdruck für die Warzengeſchwindigkeit folgender ſein:

Digitized by Google

$$v = \sqrt{\frac{Mc_1^2 + 2Qr\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta - \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2\right)}{M + M_1\left(sin.\beta + \frac{r}{2l}sin.2\beta\right)^2}}.$$

Man erſieht hieraus, daß die Bewegungsverhältniſſe beim Auf- oder Hingange von Q nicht genau dieſelben ſind, wie beim Nieder- oder Rückgange.

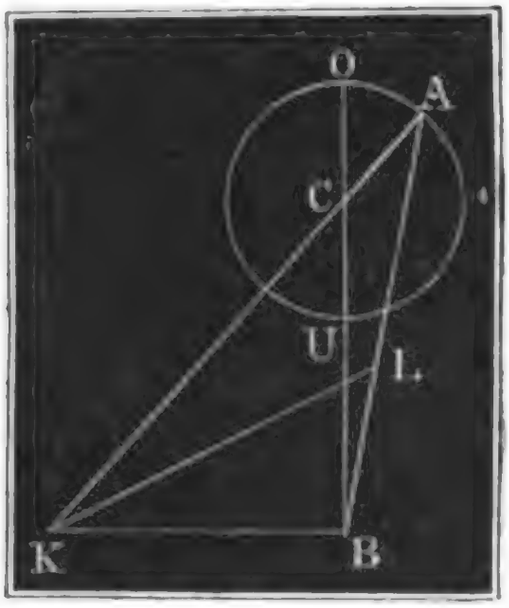
Weil $\frac{r}{2l}$ höchſtens 0,1 iſt, ſo begnügt man ſich meiſt mit der mittleren Beſtimmung, läßt alſo die Glieder mit $\frac{r}{2l}$ ganz weg, und ſetzt

$$v = \sqrt{\frac{Mc_1^2 + 2Qr\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right)}{M + M_1(sin.\beta)^2}}.$$

Trägheit des Lenkers.

§. 101. Den Einfluß, welchen die träge Maſſe der Kurbelſtange oder des Lenkers auf die Bewegung des Krummzapfens ausübt, findet man ſehr leicht, wenn man von dem in I., §. 96 entwickelten Satz Gebrauch macht, wonach jede kleine Bewegung eines Körpers als eine Drehung um den Punkt anzuſehen iſt, in welchem die Perpendikel zu den kleinen Wegen zweier Punkte des Körpers ſich ſchneiden. Bei einer Kurbelſtange AB, Fig. 238, läuft aber der eine Endpunkt A im Kreiſe herum und der andere Endpunkt B in einer Geraden; es iſt daher der veränderliche Drehungspunkt derſelben der Durchſchnitt K zwiſchen einer durch A und C gelegten Linie AK und einem in B auf BC errichteten Perpendikel BK. (Vergl. I., §. 212.)

Fig. 238.



Da ſich der Punkt B nahe mit einer Geſchwindigkeit $w = v\,sin.\beta$ (ſ. §. 96) bewegt, und alſo auch mit dieſer Geſchwindigkeit um K läuft, ſo iſt die Geſchwindigkeit von einem anderen Punkte L des Lenkers:

$$w_1 = \frac{KL}{KB}w = \frac{KL}{KB}v\,sin.\beta.$$

Nehmen wir nun an, daß die ganze Lenkermaſſe M_2 eine einfache Stange

Digitized by Google

von einerlei Querschnitt bilde, so können wir uns in L den $n$ten Theil dieser Masse, also $\frac{M_2}{n}$ befindlich denken, und die lebendige Kraft desselben Trägheit des Lenkers.

$$= \frac{M_2}{n} \cdot w_1^2 = \frac{M_2}{n} \cdot \left(\frac{KL}{AB}\right)^2 \cdot w^2$$

setzen. Nun ist aber $AB = l$, und der Winkel $ABC = \alpha$ klein, also das Dreieck ABK, nahe rechtwinkelig und der Winkel

$$KAB = ACO - ABC = \beta - \alpha, \text{ nahe} = \beta,$$

daher folgt denn annähernd

$$KB = l\,tang.\,\beta, \text{ und}$$
$$\overline{KL}^2 = \overline{KB}^2 + \overline{BL}^2 = (l\,tang.\,\beta)^2 + x^2,$$

wenn wir BL noch durch x bezeichnen. Es ist daher die lebendige Kraft des Lenkers:

$$l = \frac{M_2}{n}\left(\frac{l\,tang\,\beta)^2 + x^2}{(l\,tang.\,\beta)^2}\right) w^2 = \frac{M_2}{n} v^2\,sin.\,\beta^2\left(1 + \frac{x^2}{l^2}(cotg.\,\beta)^2\right).$$

Setzen wir nun nach und nach statt x die Werthe $\frac{l}{n}$, $\frac{2l}{n}$, $\frac{3l}{n}$ ... $\frac{nl}{n}$ ein, so giebt uns diese Formel die lebendige Kraft aller Stangenelemente, und man erhält zuletzt durch Summation die lebendige Kraft des ganzen Lenkers:

$$K = \frac{M_2}{n}(v\,sin.\,\beta)^2\left[n + \left(\frac{cotg.\,\beta}{n}\right)^2 (1^2 + 2^2 + 3^2 + \ldots + n^2)\right]$$

$$= M_2(v\,sin.\,\beta)^2\left(1 + \frac{(cotg.\,\beta)^2}{n^3} \cdot \frac{n^3}{3}\right) = M_2 v^2\left((sin.\,\beta)^2 + \frac{(cos.\,\beta)^2}{3}\right)$$

$$= \tfrac{1}{3} M_2 v^2\,[1 + 2\,(sin.\,\beta)^2] = \tfrac{1}{3} M_2 v^2 + \tfrac{2}{3} M_2 v^2\,sin.\,(sin.\,\beta)^2.$$

Nun ist aber die lebendige Kraft der rotirenden Masse M, $= Mv^2$, und die der auf- und niedergehenden Stangenmasse M_1, $= M_1 v^2 (sin.\,\beta)^2$; es läßt sich daher annehmen, daß ein Drittel der Masse des Lenkers die rotirende Masse, und zwei Drittel derselben die Stangenmasse vergrößere. Setzen wir in der Folge voraus, daß diese Vertheilung vollzogen sei, so haben wir die Lenkermasse nicht weiter in Betracht zu ziehen.

§. 102. Wir fordern von allen Maschinen, daß sich die Rotationsgeschwindigkeit v nur innerhalb enger Grenzen verändere, daß also weder der Maximalwerth v_1 von v viel größer, noch der Minimalwerth v_2 viel kleiner als die mittlere Geschwindigkeit c sei; deshalb können wir denn auch der Geschwindigkeitsformel Maximal- und Minimalgeschwindigkeit.

$$v = \sqrt{\frac{Mc_1^2 + 2Qr\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\,\beta\right)}{M + M_1(sin.\,\beta)^2}}$$

Digitized by Google

Maximal- und Minimalgeschwindigkeit.

die einfachere Form

$$= \sqrt{\left(1 - \frac{M_1}{M}(sin.\,\beta)^2\right)\left[c_1^2 + \frac{2Qr}{M}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\,\beta\right)\right]}$$

$$= c_1\sqrt{1 + \frac{2Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\,\beta\right) - \frac{M_1}{M}(sin.\,\beta)^2}$$

$$= c_1\left[1 + \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\,\beta\right) - \frac{M_1}{2M}(sin.\,\beta)^2\right)$$ geben.

Wird der Drehungsbogen β um ein Element $d\beta$ größer, so nimmt $\frac{2}{\pi}\beta$ um $\frac{2}{\pi}d\beta$ zu, ferner $cos.\,\beta$ um $sin.\,\beta\,.\,d\beta$ ab, und $(sin.\,\beta)^2 = \frac{1 - cos.\,2\beta}{2}$ um $sin.\,2\beta\,.\,d\beta$ zu; man hat daher die entsprechende Veränderung von v:

$$dv = c_1\,d\beta\left[\frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi} - sin.\,\beta\right) - \frac{M_1}{2M}\,.\,sin.\,2\beta\right],$$

und folglich

$$\frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi} - sin.\,\beta\right) - \frac{M_1}{2M}\,sin.\,2\beta = \text{Null zu setzen,}$$

wenn v ein Maximum oder Minimum sein soll. Es folgt hiernach der Drehungswinkel für den Maximal- oder Minimalwerth der Warzengeschwindigkeit: $sin.\,\beta = \frac{2}{\pi} - \frac{M_1 c_1^2\,sin.\,2\beta}{2Qr}$.

Annähernd ist jedenfalls

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366\text{, also } \beta^0 = 39^0, 32', \text{ oder } 140^0, 28'.$$

Es ist nun leicht zu ermessen, daß in dem hier betrachteten Falle, also wenn die Bewegung vom Krummzapfen auf die Stange übergetragen wird, dem spitzen Winkel, welcher dem

$$sin\,\beta = \frac{2}{\pi} - \frac{M_1 c_1^2\,sin.\,2\beta}{2Qr}$$

entspricht, und nahe $39^0, 32'$ ist, der Maximalwerth (v_1) von v, und dem stumpfen Winkel für eben diesen Sinus, und der nahe $140^0, 28'$ beträgt, der Minimalwerth (v_2) von v entspricht.

Setzen wir die gefundenen Zahlenwerthe für β in die Formel

$$v = c_1\left[1 + \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\,\beta\right) - \frac{M_1}{2M}(sin.\,\beta)^2\right],$$

so erhalten wir die Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2105\,.\,\frac{Qr}{Mc_1^2} - 0{,}2026\,\frac{M_1}{M}\right)c_1$$

Digitized by Google

und die Minimalgeschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2105 \cdot \frac{Qr}{Mc_1^2} - 0{,}2026\,\frac{M_1}{M}\right) c.$$

In der Regel ist das Massenverhältniß $\frac{M_1}{M}$ klein genug, um es vernachlässigen zu können, weshalb wir auch einfach

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc_1^2}\right) c_1 \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc_1^2}\right) c_1 \text{ setzen.}$$

Umdrehungszeit.

§. 103 *). Es ist nun noch zu untersuchen, ob die Geschwindigkeit c_1 in den todten Punkten O und U des Warzenkreises der mittleren Umdrehungsgeschwindigkeit c der Warzen gleich gesetzt werden könne. Die letztere bestimmt sich aus der Zeit t, innerhalb welcher die Warze den Halbkreis πr durchläuft, mittels der bekannten Formel $c = \frac{\pi r}{t}$; die erstere hingegen ist nur durch Integration der Differenzialformel $ds = v\,dt$ (s. I., §. 19*)), wo ds das in einem Zeitelemente dt durchlaufene Raumelement bezeichnet, zu finden.

Setzen wir für die veränderliche Geschwindigkeit den Näherungswerth

$$v = c_1\left[1 + \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right) - \frac{M_1}{2M}\,(sin.\beta)^2\right], \text{ oder}$$

$$\frac{1}{v} = \frac{1}{c_1}\left[1 - \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right) + \frac{M_1}{2M}\,(sin.\beta)^2\right], \text{ und}$$

führen wir für das Wegelement den Ausdruck $ds = r\,d\beta$ ein, so erhalten wir die Formel

$$dt = \frac{ds}{v} = \left[1 - \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right) + \frac{M_1}{2M}(sin.\beta)^2\right]\frac{r\,d\beta}{c_1},$$

deren Integration auf einen Ausdruck für die Umdrehungszeit t führt.

Es ist nach I., Art. 13 der analytischen Hülfslehren,

$$\int \beta\,d\beta = \frac{\beta^2}{2}, \text{ ferner nach Art. 20 derselben}$$

$$\int cos.\beta\,d\beta = sin.\beta \text{ und}$$

$$\int (sin.\beta)^2\,d\beta = \int\left(\frac{1 - cos.2\beta}{2}\right)d\beta = \frac{\beta}{2} - \frac{sin.2\beta}{4},$$

daher folgt

$$t = \int\left[1 - \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right) + \frac{M_1}{2M}(sin.\beta)^2\right]\frac{r\,d\beta}{c_1}$$

$$= \left[\beta - \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{\beta^2}{\pi} - \beta + sin.\beta\right) + \frac{M_1}{4M}\left(\beta - \frac{sin.2\beta}{2}\right)\right]\frac{r}{c_1} + Const.$$

Umdrehungszeit. Im todten Punkte ist t mit β zugleich Null; da das gefundene Integral auch ohne Constante für $\beta = 0$, $t = 0$ giebt, so fällt die letztere ebenfalls Null aus, und man hat daher auch nur noch $\beta = \pi$, so wie $sin.\pi$ und $sin.2\pi = 0$ zu setzen, um die Formel für die halbe Umdrehungszeit zu erhalten. Es ist hiernach die letztere

$$t = \left[\pi - \frac{Qr}{Mc_1^2}(\pi - \pi + sin.\pi) + \frac{M_1}{4M}\left(\pi - \frac{sin.2\pi}{2}\right)\right]\frac{r}{c_1}$$
$$= \left(\pi + \frac{M_1}{4M}\right)\frac{\pi r}{c_1};$$

daher die mittlere Warzengeschwindigkeit

$c = \frac{\pi r}{t} = \left(1 - \frac{M_1}{4M}\right) c_1$, oder, wenn, wie meist, die Stangenmasse M_1 viel kleiner ist als die rotirende Masse M. genau genug $c = c_1$, d. i. die mittlere Warzengeschwindigkeit gleich der Warzengeschwindigkeit in den todten Punkten.

Macht der Krummzapfen pro Minute u Umdrehungen, so haben wir

$$c = \frac{\pi u r}{30} = 0{,}1047\, u r,$$

daher die Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c = \left(1 + 19{,}2\,\frac{Q}{Mu^2 r}\right) . 0{,}1047\, u r,$$

und die Minimalgeschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c = \left(1 - 19{,}2\,\frac{Q}{Mu^2 r}\right) . 0{,}1047\, u r.$$

Bewegung durch eine Stangenkraft. §. 104. Geht die Bewegung von der Stange aus, wird also der Krummzapfen durch die Stangenkraft Q, z. B. mittels einer Dampfmaschine in Bewegung gesetzt, so hat man die dem Umdrehungsbogen β entsprechende Arbeit, welche auf die Beschleunigung der trägen Massen verwendet, oder durch die Verzögerung in Anspruch genommen wird (vergl. §. 100),

$$Qr\left(1 - cos.\beta - \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2\right) - Pr\beta,$$

und es ist daher hier

$$Qr\left(1 - cos.\beta - \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 - \frac{2}{\pi}\,\beta\right)$$
$$= \frac{M(v^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1 v^2}{2}\left(sin.\beta - \frac{r}{2l}\,sin.2\beta\right)^2$$

zu setzen.

Vernachlässigen wir auch hier die Glieder mit dem Factor $\frac{r}{2l}$, setzen wir also wieder eine sehr lange Kurbelstange voraus, so erhalten wir fol-

Digitized by Google

gende Ausdrücke für die Warzengeschwindigkeit, welche nur durch ein Vorzeichen von den in §. 100 und 101 gefundenen abweichen: Bewegung durch eine Stangenkraft.

$$v = \sqrt{\frac{Mc_1^2 + 2Qr\left(1 - cos.\beta - \frac{2}{\pi}\beta\right)}{M + M_1 (sin.\beta)^2}}$$

$$= \sqrt{\frac{Mc_1^2 - 2Qr\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right)}{M + M_1 (sin.\beta)^2}},$$

annähernd,

$$v = c_1\left[1 - \frac{Qr}{Mc_1^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta\right) - \frac{M_1}{2M}(sin.\beta)^2\right].$$

Es ist hier für die Maximal- und Minimalgeschwindigkeit

$$sin.\beta = \frac{2}{\pi} + \frac{M_1 c_1^2 sin.2\beta}{2Qr},$$

oder, wenn $M_1 c_1^2$ klein ist gegen Qr, einfacher, wie oben,

$$sin.\beta = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366,$$

also $\beta = 39^0, 32'$ und $\beta = 140^0, 28'$; nur findet der Unterschied gegen den zuerst betrachteten Fall statt, daß dem spitzen Winkel nicht die Maximal-, sondern die Minimalgeschwindigkeit entspricht, und daß ebenso bei dem stumpfen Umdrehungswinkel nicht die Minimal-, sondern die Maximalgeschwindigkeit eintritt.

Wir haben, wenn wir überdies noch $c_1 = c$ setzen, wie oben, die Minimalgeschwindigkeit $v_2 = \left(1 - 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c$,

und die Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2105\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c.$$

§. 105. Da wir bei den letzten Entwickelungen das Glied mit dem Factor $\frac{r}{2l}$ vernachlässigt haben, so gelten dieselben streng nur bei unendlich langen und annähernd nur bei sehr langen Stangen, und es ist daher noch besonders zu untersuchen, wie groß die eminenten Geschwindigkeitswerthe ausfallen, wenn, wie meist, die Kurbelstangenlänge l nur 4 bis 6 mal so groß ist, als der Kurbelhalbmesser r, wenn also $\frac{r}{l} = \frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{4}$ ist. Jedenfalls haben wir hier von dem vollständigeren Ausdrucke Einfluß kurzer Kurbelstangen.

$$v = c\left[1 \pm \frac{Qr}{Mc^2}\left(\frac{2}{\pi}\beta - 1 + cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2\right)\right]$$

Digitized by Google

Einfluß kurzer Kurbelſtangen.

die eminenten Werthe zu ermitteln, und deshalb nach §. 102

$$\frac{2}{\pi} - \sin.\beta \pm \frac{r}{2l} \cdot \sin. 2\beta = 0,$$

d. i. $\sin.\beta = \frac{2}{\pi} \pm \frac{r}{2l} \sin. 2\beta$ zu ſetzen, und das Pluszeichen für die Bewegung in der erſten, das Minuszeichen aber für die in der zweiten Hälfte des Warzenkreiſes zu gebrauchen.

Für $\frac{r}{l} = 1/4$ iſt $\sin.\beta = \frac{2}{\pi} \pm 0{,}125 \sin. 2\beta.$

Dem Ausdrucke $\sin.\beta = \frac{2}{\pi} + 0{,}125 \sin. 2\beta$ entſprechen ziemlich genau die Winkel $\beta = 49^0, 29'$ und $\beta = 148^0, 14'$;

dem Ausdrucke $\sin.\beta = \frac{2}{\pi} - 0{,}125 \sin. 2\beta$ aber die Winkel

$$\beta = 31^0, 46' \text{ und } \beta = 130^0, 31'.$$

Wenn man nun dieſe vier Winkelwerthe in die obige Geſchwindigkeitsformel einſetzt, ſo erhält man in dem Falle, wenn die Bewegung von dem Krummzapfen ausgeht, für die erſte Hälfte der Umdrehung die Maximalgeſchwindigkeit $v_1 = \left(1 + 0{,}2718 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c,$

und die Minimalgeſchwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}1686 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c;$$

dagegen für die zweite Hälfte der Umdrehung die Maximalgeſchwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}1686 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c,$$

und die Minimalgeſchwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2718 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Bei dem Verhältniſſe $\frac{r}{l} = 1/5$ iſt $\sin.\beta = \frac{2}{\pi} \pm 0{,}1 \sin. 2\beta,$

und daher entweder $\beta = 47^0, 25'$ und $146^0, 45'$ oder

$$\beta = 33^0, 5' \text{ und } 132^0, 35'.$$

Für die erſte Umdrehungshälfte ſind hiernach die beiden eminenten Geſchwindigkeiten $v_1 = \left(1 + 0{,}2577 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$ und

$$v_2 = \left(1 - 0{,}1757 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c,$$

und für die beiden letzten Quadranten der Umdrehung iſt

Digitized by Google

$$v_1 = \left(1 + 0{,}1757\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c \text{ und}$$

Einfluß kurzer Kurbelſtangen.

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2577\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Iſt endlich $\frac{r}{l} = 1/6$, alſo $sin.\beta = \frac{2}{\pi} \pm 0{,}0833\ sin.2\beta$, ſo hat man das eine Mal $\beta = 46^0, 3'$ und $145^0, 58'$, und ein anderes Mal $\beta = 34^0, 2'$ und $133^0, 57'$; und es ſind hiernach die eminenten Geſchwindigkeiten in den erſten beiden Quadranten der Umdrehung $v_1 = \left(1 + 0{,}2489\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c$ und

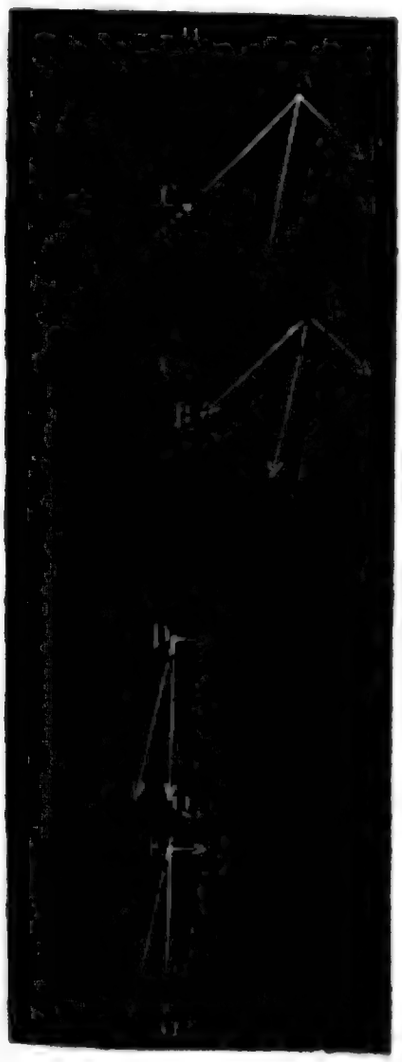
$$v_2 = \left(1 - 0{,}1807\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c;$$

dagegen dieſelben in der zweiten Hälfte der Umdrehung

$$v_1 = \left(1 + 0{,}1807\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2489\,\frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Fig. 239.



Geht die Bewegung von der Stange aus, wird z. B. der Krummzapfen durch eine Kolbenkraft in Umdrehung geſetzt, ſo gehen die im Vorſtehenden gefundenen Maximalgeſchwindigkeiten, in Minimal-, und die letzteren Geſchwindigkeiten wieder in die erſteren über. Man hat alſo nur in den vorſtehenden Ausdrücken die Pluszeichen in Minus-, und die Minuszeichen in Plus umzuändern, um die eminenten Werthe der Geſchwindigkeiten bei dieſer Bewegungsweiſe zu finden.

Theorie doppelter Krummzapfen.

§. 106. Bei einem doppelten Krummzapfen, deſſen Warzen A und B, Fig. 239, um den Rechtwinkel ACB von einander abſtehen, ſtellt ſich das Bewegungsgeſetz noch einfacher heraus als bei einer einfachen Kurbel. Nehmen wir wieder an, daß der Krummzapfen von zwei Stangen- oder Kolbenkräften Q_1 und Q_2 in Bewegung geſetzt werde, und ſetzen wir den gewöhnlichen Fall (bei Dampfwagen und Dampfſchiffen) voraus, daß dieſe beiden Kräfte einander gleich ſeien, alſo $Q_1 = Q_2 = Q$ ſei.

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

Wir haben wieder die während der Umdrehung des Krummzapfens um den Winkel $OCA = MCB = \beta$ verrichtete Arbeit der ersten Kraft

$$Qr\left(1 - cos.\beta \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2\right),$$

setzen wir aber in diesem Ausdrucke ein Mal $\beta = 90^0$ und ein anderes Mal statt β, $90^0 + \beta$, und ziehen wir diese erhaltenen Werthe von einander ab, so erhalten wir die Arbeit der an der zweiten Warze B angreifenden Kraft

$$Qr\left(1 - cos.\,(90^0+\beta) \mp \frac{r}{2l}\,[sin.\,(90^0+\beta)]^2\right)$$
$$- Qr\left(1 - cos.\,90^0 \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\,90^0)^2\right)$$
$$= Qr\left(1 + sin.\beta \mp \frac{r}{2l}\,(cos.\beta)^2\right) - Qr\left(1 \mp \frac{r}{2l}\right)$$
$$= Qr\left(sin.\beta \pm \frac{r}{2l}\,[1 - (cos.\beta)^2]\right)$$
$$= Qr\left(sin.\beta \pm \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2\right),$$

und es ergiebt sich nun durch Vereinigung dieses Ausdruckes mit dem obigen die Arbeit beider Stangenkräfte zusammen:

$Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2 \pm \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2\right)$, d. i.

1) $Qr\,(1 + sin.\beta - cos.\beta)$

für die Bewegung beider Warzen in der ersten Umdrehungshälfte, dagegen

2) $Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta + \frac{r}{l}\,(sin.\beta^2)\right)$,

wenn sich die eine Warze im zweiten und die andere im dritten Quadranten bewegt, ferner wie erst

3) $Qr\,(1 + sin.\beta - cos.\beta)$,

wenn beide Warzen in der zweiten Hälfte des Warzenkreises stehen, und

4) $Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{r}{l}\,(sin.\beta)^2\right)$,

wenn die vorausgehende Warze den ersten, also die folgende den letzten Quadranten durchläuft.

Die dem Umdrehungswinkel β entsprechende Arbeit der auf den Warzenkreis reducirten Kraft oder Last P ist, wie oben $Pr\beta$, folglich die auf die Beschleunigung der trägen Massen verwendete Arbeit

$$L = Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2 \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\beta)^2\right) - Pr\beta,$$

wofür wir zunächst, bei langen Stangen,

$L = Qr\,(1 + sin.\beta - cos.\beta) - Pr\beta$ setzen können.

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

Das Arbeitsquantum der rotirenden Maſſe M iſt wieder

$$L_1 = \frac{M\,(v^2 - c_1^2)}{2},$$

und ebenſo das der einen Stange

$$L_2 = \frac{M_1 v^2}{2}\left(sin.\beta \mp \frac{r}{2l}\ sin.\ 2\ \beta\right)^2.$$

Anders iſt es bei der andern Stange, deren Maſſe wir ebenfalls $= M_1$ annehmen wollen. Setzen wir in dem letzten Ausdrucke $\beta = 90^0$ und $v = c_1$, ſo erhalten wir das Arbeitsvermögen dieſer Stange am Anfange der Periode, ſetzen wir aber ſtatt β, $90^0 + \beta$ und $v = v$, ſo erhalten wir das Arbeitsvermögen der Stange in dem Augenblicke, wenn die zweite Warze in B ankommt, ſich alſo der Krummzapfen um β gedreht hat; es iſt folglich die während dieſer Drehung um $\beta = OCA = MCB$, von der zweiten Stange in Anſpruch genommene Arbeit:

$$\begin{aligned} L_3 &= \frac{M_1 v^2}{2}\left(sin.\ (90^0+\beta) \mp \frac{r}{2l}\ sin.\ 2\ (90^0+\beta)\right)^2 \\ &\quad - \frac{M_1 c_1^2}{2}\left(sin.\ 90^0 \mp \frac{r}{2l}\ sin.\ 180^0\right)^2 \\ &= \frac{M_1 v^2}{2}\left(cos.\beta \pm \frac{r}{2l}\ sin.\ 2\ \beta\right)^2 - \frac{M_1 c_1^2}{2}. \end{aligned}$$

Wenn wir noch die Potenzen von $\frac{r}{2l}$, alſo ſehr kleine Größen, Null ſetzen, ſo können wir

$$L_2 = \frac{M_1 v^2}{2}\left((sin.\ \beta)^2 \mp \frac{r}{l}\ sin.\beta\ sin.\ 2\ \beta\right) \quad \text{und}$$

$$L_3 = \frac{M_1 v^2}{2}\left((cos.\ \beta)^2 \pm \frac{r}{l}\ cos.\beta\ sin.\ 2\ \beta\right) - \frac{M_1 c_1^2}{2}$$

annehmen, und da $(sin.\beta)^2 + (cos.\beta)^2 = 1$ iſt,

$$L_2 + L_3 = \frac{M_1(v^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1 v^2}{2}\left(\mp\frac{r}{l} sin.\beta\, sin.2\beta \pm \frac{r}{l} cos.\beta\, sin.2\beta\right)$$

ſchreiben.

Da endlich nicht allein $\frac{r}{l}$, ſondern auch $\frac{M_1}{M}$ in der Regel ein kleiner Bruch iſt, ſo kann man in dem Ausdrucke für die vollſtändige Arbeit der trägen Maſſen M, M_1 und M_1 ſogar noch $\frac{r}{2l}\ M_1$ gegen M unbeachtet laſſen, alſo

$$\begin{aligned} L = L_1 + L_2 + L_3 &= \frac{M\,(v^2 - c_1^2)}{2} + \frac{M_1\,(v^2 - c_1^2)}{2} \\ &= (M + M_1)\left(\frac{v^2 - c_1^2}{2}\right) \text{ annehmen.} \end{aligned}$$

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

Setzt man nun diesen Werth für L dem oben gefundenen gleich, so erhält man folgende Gleichung

$$Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 \mp \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2\right) - Pr\beta = (M + M_1)\frac{(v^2 - c_1^2)}{2},$$

welche für lange Stangen folgende einfachere Form annimmt,

$$Qr(1 + sin.\beta - cos.\beta) - Pr\beta = (M + M_1)\frac{(v^2 - c_1^2)}{2}.$$

Hat sich der Krummzapfen um einen Quadranten $\frac{\pi}{2}$ gedreht, kommt z. B. die eine Warze A nach M und die andere B nach U, so ist eine Periode der Bewegung beendet, und daher v wieder $= c_1$. Dies vorausgesetzt, folgt

$$Qr(1 + sin.90^0 - cos.90^0) - Pr\frac{\pi}{2} = (M + M_1)\frac{(c_1^2 - c_1^2)}{2},$$

d. i. $2Qr - \frac{\pi Pr}{2} = 0$, also $P = \frac{4}{\pi}Q$.

Wenn man diesen Werth von P in die letzte Gleichung setzt, so nimmt dieselbe folgende Form an:

$$Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right) = (M + M_1).\frac{v^2 - c_1^2}{2}.$$

§. 107. Aus der letzten Gleichung läßt sich folgende Formel für die veränderliche Warzengeschwindigkeit ableiten:

$$v = \sqrt{c_1^2 + \frac{2Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right)}{M + M_1}},$$

die aber recht gut bei großen Massen und kleiner Veränderlichkeit der Geschwindigkeit durch folgende ersetzt werden kann:

$$v = c_1\left(1 + \frac{Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right)}{(M + M_1)c_1^2}\right)$$

$$= c_1\left(1 - \frac{Qr\left(\frac{4}{\pi}\beta + cos.\beta - 1 - sin.\beta\right)}{(M + M_1)c_1^2}\right).$$

Damit v ein Maximum oder Minimum werde, muß

$$\frac{4}{\pi}\beta + cos.\beta - sin.\beta$$

weder wachsen noch abnehmen, wenn β um ein Element $d\beta$ größer oder

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

kleiner wird. Nun ist aber das Element

$$\text{von } \frac{4}{\pi}\beta, \quad \frac{4}{\pi}\,d\beta,$$

$$\text{von } cos.\,\beta, \quad -\,sin.\,\beta\,d\beta \quad \text{und}$$

$$\text{von } sin.\,\beta, \quad cos.\,\beta\,d\beta \quad (\text{s. I. Art. 19 der analyt. Hülfslehren}),$$

daher hat man $\frac{4}{\pi}\,d\beta - sin.\,\beta\,.\,d\beta - cos.\,\beta\,d\beta = 0$, d. i.

$$sin.\,\beta + cos.\,\beta = \frac{4}{\pi}, \quad \text{also auch}$$

$$(sin.\,\beta + cos.\,\beta)^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2,$$

oder, da $(sin.\,\beta)^2 + (cos.\,\beta)^2 = 1$ und $2\,sin.\,\beta\,cos.\,\beta = sin.\,2\beta$ ist,

$$sin.\,2\beta = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 = 0{,}6211.$$

Die entsprechenden Werthe von 2β sind

$$38^0, 24' \text{ und } 141^0, 36',$$

also die des Umdrehungswinkels β selbst:

$$19^0, 12' \text{ und } 70^0, 48'.$$

Geht die Bewegung von den Stangen aus, so entspricht $\beta = 19^0, 12'$ dem kleinsten und $\beta = 70^0, 48'$ dem größten Geschwindigkeitswerthe, geht hingegen die Bewegung von der Krummzapfenwelle aus, so findet, wie beim einfachen Krummzapfen, das Gegentheil statt.

Setzen wir die gefundenen Werthe von β in die letzte Formel für v ein, so giebt uns dieselbe die Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c_1^2}\right) c_1$$

und die Minimalgeschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c_1^2}\right) c_1$$

oder da hier, wo innerhalb eines Quadranten sowohl eine Maximal- als auch eine Minimalgeschwindigkeit vorkommt, die Geschwindigkeit c_1 in den todten Punkten der mittleren Geschwindigkeit $c = \frac{\pi u r}{30}$ gleichgesetzt werden kann, $v_1 = \left(1 + 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2}\right) c$ und

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2}\right) c.$$

§. 108. Diese eminenten Geschwindigkeiten fallen bedeutend anders aus, wenn die Kurbelstange nicht unendlich, sondern nur 4 bis 6 mal so lang ist als der Kurbelarm.

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

In dieſem Falle können wir aus der Formel

$$L = Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 \mp \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2\right) - Pr\beta$$

$$= Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 \mp \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 - \frac{4}{\pi}\beta\right)$$

die Glieder mit dem Faktor $\frac{r}{2l}$ nicht fallen laſſen, wenn ſie ſich nicht von ſelbſt heben. Wir haben hiernach, und in Uebereinſtimmung mit dem in §. 106 Gefundenen, für die auf einander folgenden Quadranten einer Umdrehung nachſtehende Arbeiten, welche auf die Veränderung des Bewegungszuſtandes des Krummzapfens verwendet werden:

1) $L = \left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right) Qr,$

2) $L = \left(1 + sin.\beta - cos.\beta + \frac{r}{l}(sin.\beta)^2 - \frac{4}{\pi}\beta\right) Qr,$

3) $L = \left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right) Qr$ und

4) $L = \left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{r}{l}(sin.\beta)^2 - \frac{4}{\pi}\beta\right) Qr.$

Es ſind folglich für den erſten und dritten Quadranten der Umdrehung, wie oben, der auf die eminenten Geſchwindigkeitswerthe führende Umdrehungswinkel durch die Formel $sin.\beta + cos.\beta = \frac{4}{\pi}$, oder

$$sin.2\beta = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 \text{ beſtimmt.}$$

Für den zweiten und vierten Quadranten hat man dagegen (vergl. §. 105)

$$sin.\beta + cos.\beta = \frac{4}{\pi} \mp \frac{r}{l} sin.2\beta$$

zu ſetzen, um die Maximal- und Minimalgeſchwindigkeiten zu finden. Vernachläſſigt man die Potenzen von $\frac{r}{l}$, ſo kann man

$$\left(\frac{4}{\pi} \mp \frac{r}{l} sin.2\beta\right)^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \mp \frac{8}{\pi} \cdot \frac{r}{l} sin.2\beta, \text{ und daher}$$

$$sin.2\beta = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 \mp \frac{8}{\pi} \cdot \frac{r}{l} sin.2\beta - 1,$$

$$\text{d. i.} \quad sin.2\beta = \frac{\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1}{1 \pm \frac{8}{\pi} \cdot \frac{r}{l} sin.2\beta} \text{ ſetzen.}$$

Digitized by Google

Genauer iſt aber noch

Theorie doppelter Krummzapfen.

$$sin.\,2\beta = \frac{\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1}{1 \pm \frac{8}{\pi} \cdot \frac{r}{l} - \left(\frac{r}{l}\right)^2 sin.\,2\beta}.$$

§. 109. Die beiden Winkel $\beta = 19^0, 12'$ und $70^0, 48'$, welche der erſten Gleichung $sin.\,2\beta = \left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1 = 0{,}62114$ entſprechen, führen auf die ſchon oben gefundenen eminenten Geſchwindigkeiten im erſten und dritten Quadranten

$$v_1 = \left(1 + 0{,}04217\ \frac{Qr}{(M + M_1)\ c^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}04217\ \frac{Qr}{(M + M_1)\ c^2}\right) c,$$

welche ganz unabhängig von $\frac{r}{l}$ oder der Stangenlänge ſind.

Ganz anders ſtellen ſich aber die Bewegungsverhältniſſe des doppelten Krummzapfens im zweiten und vierten Quadranten der Umdrehung heraus, wenn das Verhältniß $\frac{r}{l}$ nicht unendlich klein, ſondern, wie gewöhnlich, $1/4$, $1/5$ oder $1/6$ iſt.

Für $\frac{r}{l} = 1/4$ iſt annähernd

$$sin.\,2\,\beta = \frac{\left(\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1}{1 \pm \frac{8}{\pi} \cdot 1/4} = \frac{0{,}62114}{1 \pm 0{,}63662}.$$

Nehmen wir nun das Pluszeichen im Nenner, ſo erhalten wir

$$sin.\,2\,\beta = \frac{0{,}62214}{1{,}63662} = 0{,}37952, \quad \text{oder ſchärfer}$$

$$sin.\,2\,\beta = \frac{0{,}62214}{1{,}63662 - 1/16 \cdot 0{,}3795} = 0{,}38572.$$

Dieſem Sinus entſprechen die beiden Winkel $2\beta = 22^0\,41'$ und $2\beta = 157^0, 19'$; es ſind folglich die einfachen Winkel

$$\beta = 11^0, 20\tfrac{1}{2}' \quad \text{und} \quad \beta = 78^0, 39\tfrac{1}{2}',$$

und dieſe führen auf die Leiſtungen

$$L = \left(1 + sin.\,\beta - cos.\,\beta + \frac{r}{l}\,(sin.\beta)^2 - \frac{4}{\pi}\,\beta\right) Qr$$

$$= (1 + 0{,}19666 - 0{,}98047 + 1/4 \cdot 0{,}03867 - 0{,}25204)\ Qr$$

$$= -\,0{,}02618\ Qr \quad \text{und}$$

Digitized by Google

Theorie doppelter Krummzapfen.

$L = (1 + 0{,}9804 - 0{,}19666 + {}^1/_4 \,.\, 0{,}96118 - 1{,}74796)\, Qr$
$= 0{,}27618\, Qr.$

Nimmt man das Minuszeichen, ſo erhält man

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{0{,}36338} = 1{,}704,$$

alſo über 1, welches beweiſt, daß es im vierten Quadranten weder ein Geſchwindigkeitsmaximum, noch ein Geſchwindigkeitsminimum giebt.

Für $\frac{r}{l} = {}^1/_3$ iſt im zweiten Quadranten

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{1 + \frac{8}{\pi} \,.\, {}^1/_3} = \frac{0{,}62114}{1{,}5093} = 0{,}41154,$$ oder ſchärfer

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{1{,}50930 - {}^1/_{25} \,.\, 0{,}4115} = \frac{0{,}62114}{1{,}49284} = 0{,}41608,$$

woraus $2\beta = 24^0, 35'$, und $2\beta = 155^0, 25'$, alſo
$\beta = 12^0, 17^1/_2$ und $\beta = 77^0, 42^1/_2'$ folgt.

Die dieſen Winkeln entſprechenden Leiſtungen im zweiten Quadranten ſind
$L = - 0{,}02827\, Qr$ und $L = 0{,}22827\, Qr.$

Für den dritten Quadranten iſt

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{0{,}4907} = 1{,}26$$ alſo über 1,

und daher ein eminenter Geſchwindigkeitswerth nicht vorhanden.

Für $\frac{r}{l} = {}^1/_6$ iſt endlich im zweiten Quadranten

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{1 + \frac{8}{\pi} \,.\, {}^1/_6} = \frac{0{,}62114}{1{,}4244} = 0{,}43607,$$

oder genauer

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{1{,}4244 - {}^1/_{36} \,.\, 0{,}43608} = \frac{0{,}62114}{1{,}4123} = 0{,}43981,$$

und hiernach $2\beta = 26^0, 6'$ und $2\beta = 153^0, 54'$, alſo
$\beta = 13^0, 3'$ und $\beta = 76^0, 57'$.

Die entſprechenden Leiſtungen ſind
$L = - 0{,}02987\, Qr$ und $L = 0{,}19155\, Qr.$

Für den vierten Quadranten iſt

$$\sin. 2\beta = \frac{0{,}62114}{0{,}5756} = 1{,}08,$$

und daher auch keine eminente Geſchwindigkeit.

Aus dem Vorſtehenden ergeben ſich nun die eminenten Geſchwindigkeiten im zweiten Quadranten:

Digitized by Google

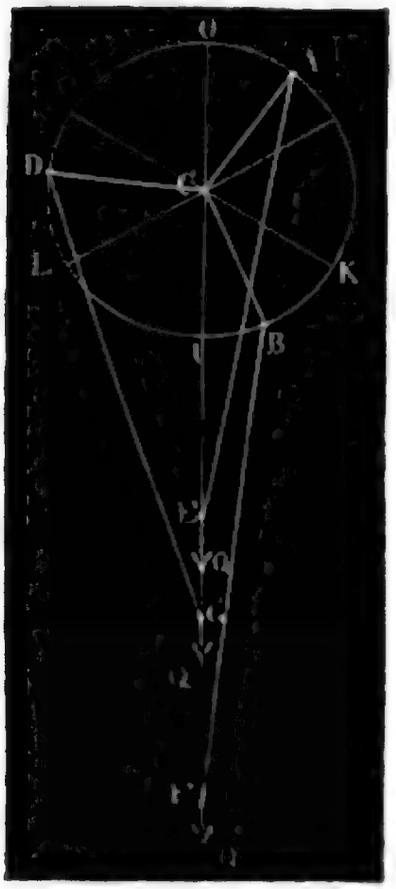
1) für $\frac{r}{l} = 1/4$,

Theorie doppelter Krummzapfen.

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2762\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}02618\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c,$$

Fig. 240.



ferner 2) für $\frac{r}{l} = 1/5$,

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2283\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}02827\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c,$$

endlich 3) für $\frac{r}{l} = 1/6$,

$$v_1 = \left(1 + 0{,}19155\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}02987\,\frac{Qr}{(M+M_1)\,c^2}\right) c.$$

§. 110. Für einen dreifachen Krummzapfen ABD, Fig. 240, dessen Warzen A, B und D um je 120 Grad von einander abstehen, ist, wenn an jeder Stange eine constante Kraft Q wirkt, die den Umdrehungswinkel $OCA = KCB = LCD = \beta$ entsprechende mechanische Arbeit dieser Kräfte:

Theorie dreifacher Krummzapfen.

$$\begin{aligned} L = {} & Qr\left(1 - \cos.\beta \mp \frac{r}{2l}\,(\sin.\beta)^2\right) \\ & + Qr\left(1 - \cos.(120^0+\beta) \mp \frac{r}{2l}\,[\sin.(120^0+\beta)]^2\right. \\ & \qquad \left. - 1 + \cos.120^0 \pm \frac{r}{2l}\,(\sin.120^0)^2\right) \\ & + Qr\left(1 - \cos.(60^0+\beta) \pm \frac{r}{2l}\,[\sin.(60^0+\beta)]^2\right. \\ & \qquad \left. - 1 + \cos.60^0 \mp \frac{r}{2l}\,(\sin.60^0)^2\right) \\ = {} & Qr\left[1 - \cos.\beta + \cos.(60^0-\beta) - \cos.(60^0+\beta)\right. \\ & \left. \mp \frac{r}{2l}\left((\sin.\beta)^2 + [\sin.(60^0-\beta)]^2 - [\sin.(60^0+\beta)]^2\right)\right] \end{aligned}$$

Digitized by Google

Theorie dreifacher Krummzapfen.

$$= Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0 + \beta) \mp \frac{r}{2l}\,[(sin.\,\beta)^2 - 4\,sin.\,60^0\,cos.\,60^0\,sin.\,\beta\,cos.\,\beta]\right)$$

$$= Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta) \mp \frac{r}{2l}\,sin.\,\beta\,(sin.\,\beta - \sqrt{3}\,.\,cos.\,\beta)\right)$$

$$= Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0 + \beta) \pm \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0 - \beta)\right).$$

Die gleichzeitige Arbeit der Umdrehungskraft P iſt wieder $Pr\beta$, folglich die auf die Beſchleunigung der Maſſen verwendete Arbeit

$$L = Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta) \pm \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)\right) - Pr\beta.$$

Dieſe Arbeit vertheilt ſich auf die rotirende Maſſe M, welche, wie bekannt, den Theil $L_1 = \frac{M\,(v^2 - c^2)}{2}$ in Anſpruch nimmt, ferner auf die erſte Stangenmaſſe M_1, deren Geſchwindigkeit aus 0 in $v\,sin.\,\beta$ übergeht, auf die zweite Stangenmaſſe M_1, deren Geſchwindigkeit $c\,sin.\,60^0$ ſich in $v\,sin.\,(60^0 - \beta)$ umändert, und endlich auf die dritte Geſtängmaſſe, deren Geſchwindigkeit aus $c\,sin.\,60^0$ in $v\,sin.\,(60^0+\beta)$ übergeht. Der Inbegriff der dieſen Umänderungen entſprechenden Arbeiten iſt

$$L_2 = \frac{M_1}{2}\,[v^2\,(sin.\,\beta)^2 + v^2\,[sin.\,(60^0 - \beta)]^2 - c^2\,(sin.\,60^0)^2 + v^2\,[sin.\,(60^0 + \beta)]^2 - c^2\,(sin.\,60^0)^2]$$

$$= \frac{M_1}{2}\,[v^2\,(sin.\,\beta)^2 + v^2\,(sin.\,60^0\,cos.\,\beta - cos.\,60^0\,sin.\,\beta)^2 + v^2\,(sin.\,60^0\,cos.\,\beta + cos.\,60^0\,sin.\,\beta)^2 - 2\,c^2\,(sin.\,60^0)^2]$$

$$= \frac{M_1}{2}\,[v^2\,(sin.\,\beta)^2 + 2\,v^2\,(\tfrac{3}{4}\,cos.\,\beta^2 + \tfrac{1}{4}\,sin.\,\beta^2) - 2\,.\,\tfrac{3}{4}\,c^2]$$

$$= \tfrac{3}{4}\,M_1\,[v^2\,(sin.\,\beta)^2 + v^2\,(cos.\,\beta)^2 - c^2]$$

$$= \tfrac{3}{4}\,M_1\,(v^2 - c^2).$$

Wir haben hiernach zu ſetzen:

$$Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta) \pm \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)\right) - Pr\beta = (M + \tfrac{3}{2}\,M_1)\,.\,\frac{v^2 - c^2}{2}$$

oder, wenn wenn wir ſehr lange Stangen vorausſetzen, und deshalb das Glied mit $\frac{r}{l}$ vernachläſſigen,

$$Qr\,[1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta)] - Pr\beta = (M + \tfrac{3}{2}\,M_1)\,.\,\frac{v^2 - c^2}{2}.$$

Noch erfordert der Beharrungszuſtand, daß für $\beta = \frac{1}{3}\pi = 60^0$,

Digitized by Google

wo die zweite Warze in den todten Punkt U gelangt, wieder v in c übergehe; es ist deshalb

Theorie dreifacher Krummzapfen.

$$Qr\,(1 - 2\,cos.\,120^0) - Pr\,\frac{\pi}{3} = 0, \quad \text{d. i.}$$

$$P = \frac{2\,Q}{1/3\,\pi} = \frac{6}{\pi}\,Q, \text{ und daher}$$

$$Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta) - \frac{6}{\pi}\,\beta\right) = (M + 3/2\,M_1)\,.\,\frac{v^2 - c^2}{2}$$

zu setzen.

Hiernach erhalten wir nun folgenden Ausdruck für die veränderliche Warzengeschwindigkeit

$$v = \sqrt{c^2 + \frac{2\,Qr\left(1 - 2\,cos.\,(60^0+\beta) - \frac{6}{\pi}\beta\right)}{M + 3/2\,M_1}}, \text{ annähernd}$$

$$= c\left[1 - \left(\frac{6}{\pi}\beta + 2\,cos.\,(60^0+\beta) - 1\right).\,\frac{Qr}{(M + 3/2\,M_1)\,c^2}\right].$$

Diese Geschwindigkeit nimmt mit $2\,cos.\,(60^0+\beta) + \frac{6}{\pi}\,\beta$ zugleich ihre eminenten Werthe an, und zwar für $sin.\,(60^0+\beta) = \frac{3}{\pi} = 0{,}9549$. Die entsprechenden Winkel sind

$$60^0+\beta = 72^0,44' \text{ und } 60^0+\beta = 107^0,16';$$

es ist also $\beta = 12^0,44'$ und $\beta = 47^0,16'$.

Im vorliegenden Falle entspricht dem ersten Winkel die Minimal-, und dem zweiten die Maximalgeschwindigkeit; geht hingegen die Bewegung von dem Krummzapfen aus, so findet das Gegentheil statt. Führen wir diese Werthe für β in den letzten Ausdruck für v ein, so erhalten wir für beide Bewegungsweisen die Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left(1 + 0{,}0181\,\frac{Qr}{(M + 3/2\,M_1)\,c^2}\right)c$$

und die Minimalgeschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0181\,\frac{Qr}{(M + 3/2\,M_1)\,c^2}\right)c.$$

Anmerkung. Aus dem Nenner $M + 3/2\,M_1 = M + 1/2\,.\,3\,M_1$, ist zu ersehen, daß die Theile der Stangenmasse nur halb so viel Einfluß auf die Bewegung des Krummzapfens haben als die Theile der rotirenden Masse. Ebenso ist es bei dem doppelten und ungefähr auch bei dem einfachen Krummzapfen.

§. 111 *). Diese eminenten Geschwindigkeitswerthe fallen bei endlichen Stangenlänge allerdings noch etwas anders aus. Es ist hier

Digitized by Google

Theorie dreifacher Krummzapfen.

$$v = c\left[1 - \left(\frac{6}{\pi}\beta + 2\,cos.\,(60^0+\beta) - 1 \mp \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)\right) \cdot \frac{Qr}{(M+{}^3/_2 M_1)\,c^2}\right]$$

zu setzen, und daher das Maximum von

$$\frac{6}{\pi}\beta + 2\,cos.\,(60^0+\beta) \mp \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)$$ aufzusuchen.

Die Differenzialrechnung findet durch Nullsetzen des Differenzialverhältnisses von diesem Ausdrucke

$$\frac{6}{\pi} - 2\,sin.\,(60^0+\beta) \mp \frac{r}{l}\,[sin.\,(60^0-\beta)\,cos.\,\beta - sin.\,\beta\,cos.\,(60^0-\beta)] = 0,$$

oder $$sin.\,(60^0+\beta) = \frac{3}{\pi} \mp \frac{r}{2l}\,sin.\,(60^0-2\beta).$$

Behandeln wir nun den Specialfall $\frac{r}{l} = {}^1/_5$, so erhalten wir

$$sin.\,(60^0+\beta) = \frac{3}{\pi} \mp 0{,}1\,.\,sin.\,(60^0-2\beta).$$

Für $sin.\,(60^0+\beta) = \frac{3}{\pi} - 0{,}1\,.\,sin.\,(60^0-2\beta)$ sind

$$\beta = 0^0,20' \quad \text{und} \quad \beta = 39^0,18'$$

die entsprechenden Werthe,

für $sin.\,(60^0+\beta) = \frac{3}{\pi} + 0{,}1\,.\,sin.\,(60^0-2\beta)$ hingegen

$$\beta = 20^0,42' \quad \text{und} \quad \beta = 59^0,40'.$$

Es ist nun

$\frac{6}{\pi}\beta + 2cos.\,(60^0+\beta) - 1 - \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)$ für

$\beta = 0^0,20'$, $= 0{,}0111 + 0{,}9899 - 1 - 0{,}0010 = 0{,}0000$ und für

$\beta = 39^0,17'$, $= 1{,}3100 - 0{,}3232 - 1 - 0{,}0448 = -0{,}0580$,

daher sind die eminenten Geschwindigkeiten im ersten Sextanten der Umdrehung

$$v_1 = \left(1 + 0{,}0580\,\frac{Qr}{(M+{}^3/_2 M_1)\,c^2}\right)c, \quad \text{und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0000\,\frac{Qr}{(M+{}^3/_2 M_1)\,c^2}\right)c.$$

Dagegen ist

$\frac{6}{\pi}\beta + 2\,cos.\,(60^0-\beta) - 1 + \frac{r}{l}\,sin.\,\beta\,sin.\,(60^0-\beta)$ für

$\beta = 20^0\,42'$, $= 0{,}6900 + 0{,}3232 - 1 + 0{,}0448 = 0{,}0580$ und für

$\beta = 59^0,40'$, $= 1{,}9889 - 0{,}9899 - 1 + 0{,}0010 = -0{,}0000$,

Digitized by Google

und es ſind daher die eminenten Geſchwindigkeiten im zweiten Sextanten der Umdrehung

$$v_1 = \left(1 + 0{,}0000\ \frac{Qr}{(M+{}^3/_2 M_1)\,c^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0580\ \frac{Qr}{(M+{}^3/_2 M_1)\,c^2}\right) c.$$

In den übrigen Umdrehungsſextanten wiederholen ſich dieſe Geſchwindigkeitsverhältniſſe.

Grad der Ungleichförmigkeit.

§. 112. Die Umdrehung eines Krummzapfens erfolgt jedenfalls um ſo ungleichförmiger, je größer die Differenz $v_1 - v_2$ zwiſchen der Maximal- und Minimalgeſchwindigkeit deſſelben in Hinſicht auf die mittlere Geſchwindigkeit c, größer alſo das Verhältniß $\frac{v_1 - v_2}{c}$ iſt. Wir können daher auch dieſes Verhältniß den Grad der Ungleichförmigkeit der Krummzapfenbewegung nennen, und es künftig durch den Buchſtaben δ bezeichnen. Zu einem guten Gange einer Maſchine gehört, daß dieſes Verhältniß eine gewiſſe Grenze nicht überſchreite (ſ. II., §. 66). Bei Maſchinen, wie Pumpen, Mühlen u. ſ. w., welche keine große Gleichförmigkeit des Ganges erfordern, ſoll $\delta = {}^1/_{20}$ bis ${}^1/_{30}$ ſein, bei Maſchinen, wie z. B. Spinnereien und Webereien, welche einen ſehr gleichförmigen Gang nöthig haben, ſoll dagegen $\delta = {}^1/_{40}$ bis ${}^1/_{60}$ betragen.

Die in dem Vorhergehenden gefundenen Formeln ſetzen uns in den Stand, den Grad der Ungleichförmigkeit für die verſchiedenen Krummzapfen wie folgt zu finden.

I. Für den einfachen Krummzapfen hat man

1) bei unendlich langer Stange, wo $\frac{r}{l} = 0$ iſt, nach §. 103,

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2105\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_2 \quad \left(1 - 0{,}2105\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c,$$

folglich den Grad der Ungleichförmigkeit

$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}2105 \,.\, \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}4210\ \frac{Qr}{Mc^2}$. Iſt dagegen

2) $\frac{r}{l} = {}^1/_6$, ſo hat man nach §. 105,

$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}2489 \,.\, \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}4978\ \frac{Qr}{Mc^2}$; iſt ferner

Digitized by Google

Grad der Ungleichförmigkeit.

3) $\frac{r}{l} = 1/5$, so fällt

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}2577 \,.\, \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}5154 \,\frac{Qr}{Mc^2}$$ aus; ist

endlich 4) $\frac{r}{l} = 1/4$, so wird gar

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}2718 \,.\, \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}5436 \,\frac{Qr}{Mc^2}.$$

II. Für den doppelten Krummzapfen, und zwar

1) bei unendlich langer Stange, wo $\frac{r}{l} = 0$ ist, stellt sich nach §. 107,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}0422 \,.\, \frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2} = 0{,}0844 \,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2}$$

heraus;

2) bei dem Verhältnisse $\frac{r}{l} = 1/6$. dagegen, nach §. 109,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = (0{,}1916 + 0{,}0422)\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2} = 0{,}2338 \,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2};$$

3) bei dem Verhältnisse $\frac{r}{l} = 1/5$,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = (0{,}2283 + 0{,}0422)\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2} = 0{,}2705 \,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2},$$

und 4) bei dem Verhältnisse $\frac{r}{l} = 1/4$,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = (0{,}2762 + 0{,}0422)\,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2} = 0{,}3184 \,\frac{Qr}{(M + M_1)\,c^2}.$$

III. Für den dreifachen Krummzapfen ist

1) bei unendlich langer Stange, also $\frac{r}{l} = 0$, nach §. 110,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}0181 \,\frac{Qr}{(M + 3/2 M_1)\,c^2} = 0{,}0362 \,\frac{Qr}{(M + 3/2 M_1)\,c^2},$$

und 2) bei dem Verhältnisse $\frac{r}{l} = 1/5$, nach §. 111,

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = 2 \,.\, 0{,}0580 \,\frac{Qr}{(M + 3/2 M_1)\,c^2} = 0{,}1160 \,\frac{Qr}{(M + 3/2 M_1)\,c^2}.$$

Man ersieht aus diesen Formeln, daß unter übrigens gleichen Umständen die Ungleichförmigkeitsgrade um so mehr abnehmen, je länger die Kurbelstangen sind und je größer die Anzahl derselben ist.

Beim einfachen Krummzapfen ist

Digitized by Google

Grad der Ungleichförmigkeit.

für $\frac{r}{l} = 0$,	$1/6$	$1/3$	$1/4$
$\delta = 0{,}4210$	0,4978	0,5154	$0{,}5436\ \frac{Qr}{Mc^2}$,
also das Verhältniß 1	: 1,182	: 1,224	: 1,292.

Bei langen Stangen iſt ferner

für den einfachen	doppelten	dreifachen Krummzapfen
$\delta = 0{,}4210\ \frac{Qr}{Mc^2}$	$0{,}0422\ \frac{2Qr}{Mc^2}$	$0{,}01207\ \frac{3Qr}{Mc^2}$
also das Verhältniß nahe 35	: 3,5	: 1

Bei dem Stangenlängenverhältniß $\frac{r}{l} = 1/5$ dagegen

für den einfachen	doppelten	dreifachen Krummzapfen
$\delta = 0{,}5154\ \frac{Qr}{Mc^2}$	$0{,}1352\ \frac{2Qr}{Mc^2}$	$0{,}0387\ \frac{3Qr}{Mc^2}$,
also das Verhältniß nahe 13,3	: 4	: 1

Beiſpiel. Wenn die bewegende Kraft des Kolbens einer Dampfmaſchine 10000 Pfund iſt, und der Hub $2r$ dieſer Maſchine 4 Fuß mißt, wenn ferner die Maſchine pro Minute 24 Spiele macht und die ganze rotirende Maſſe der Maſchine, auf den Warzenkreis reducirt, $M = \frac{G}{g} = \frac{250000}{31{,}25} = 8000$ Pfund beträgt, ſo iſt der Ungleichförmigkeitsgrad dieſer Maſchine:

bei Anwendung eines Dampfcylinders und eines einfachen Krummzapfens und bei dem Stangenlängenverhältniß $\frac{r}{l} = 1/5$,

$$\delta = 0{,}5154\ \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}5154 \cdot \frac{10000 \cdot 2}{8000 \cdot (0{,}1047 \cdot 24 \cdot 2)^2}$$

$$= \frac{5154}{4000 \cdot (5{,}0256)^2} = \frac{1{,}2885}{25{,}25} = 1/20,$$

dagegen bei Anwendung von zwei Dampfcylindern und doppeltem Krummzapfen und dem Verhältniſſe $\frac{r}{l} = 1/5$,

$$\delta = 0{,}2705 \cdot \frac{10000 \cdot 2}{8000 \cdot 25{,}25} = \frac{2{,}705}{4 \cdot 25{,}25} = \frac{0{,}6762}{25{,}25} = 1/34,$$

Digitized by Google

endlich bei Anwendung von drei Dampfcylindern und dreifachem Krummzapfen und dem Verhältniſſe $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$,

$$\delta = 0{,}1160 \,.\, \frac{10000}{4000 \,.\, 25{,}25} = \frac{0{,}29}{25{,}25} = \frac{1}{87}.$$

Wenn man den Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{40} \div \frac{1}{30}$ verlangen ſollte, ſo wäre die Umdrehungsmaſſe für den erſten Fall zu klein und für den zweiten unnöthig groß.

Krummzapfen bei oſcillirenden Dampfmaſchinen.

§. 113. Wir haben ſchon im zweiten Bande (§. 333) zur Sprache gebracht, daß es auch Dampfmaſchinen mit oſcillirendem Cylinder CD, Figur 241, giebt. Bei ſolchen Maſchinen dient die Kolbenſtange CK zu gleicher Zeit mit als Kurbelſtange, weshalb ſie nicht ſelten bei Dampfſchiffen, wo es viel auf Raumerſparniß ankommt, angewendet werden. Die Theorie des Krummzapfens für dieſe Maſchine läßt ſich wie folgt ohne Schwierigkeiten auf die des einfachen Krummzapfens mit Lenkſtange zurückführen.

Fig. 241.

Fig. 242.

Es ſei in Fig. 242 C die Drehungsaxe des Krummzapfens und K die Schwingungsaxe des Dampfcylinders oder der feſte Punkt, durch welchen die Richtung der Kolben- oder Lenkſtange hindurchgeht; bezeichnen wir die Armlänge $CA = CO$ des Krummzapfens wieder mit r, dagegen den Abſtand CK der feſten Drehungspunkte C und K von einander durch a, und endlich den veränderlichen Umdrehungswinkel ACO des Krummzapfens durch β. Es ſind dann die Abſtände des Punktes K von den beiden todten Punkten O und U des Krummzapfens, $KO = a + r$ und $KU = a - r$ und von der Warze in A:

$$KA = \sqrt{CA^2 + \overline{CK}^2 + 2\,CA \,.\, CK \cos.\, OCA}$$
$$= \sqrt{r^2 + a^2 + 2\,r\,a\,\cos.\beta}.$$

Digitized by Google

Während die Warze den Winkel $OCA = \beta$ durchläuft, legt die Stangenkraft Q einen Weg s zurück, welcher der Linie AD, d. i. der Differenz $KO - KA$ der Abstände KO und KD des festen Punktes von den beiden Endpunkten O und A des Weges $OA = r\beta$, gleich ist. Es ist also

Krummzapfen bei oscillirenden Dampfmaschinen.

$$s = a + r - \sqrt{a^2 + 2ar\,cos.\beta + r^2}, \quad \text{oder}$$

$$s = a + r - a\left(1 + \frac{2r}{a}\,cos.\beta + \frac{r^2}{a^2}\right)^{1/2}, \quad \text{annähernd}$$

$$= a + r - a\left(1 + \frac{r\,cos.\beta}{a} + \frac{r^2}{2a^2} - \frac{1}{8}\,\frac{r^2(cos.\beta)^2}{a^2}\right)$$

$$= r - r\,cos.\beta - \frac{r^2}{2a}\,[1 - (cos.\beta)^2]$$

$$= r\,(1 - cos.\beta) - \frac{r^2}{2a}\,sin.\beta^2.$$

Für den gewöhnlichen Krummzapfen mit besonderer Kurbelstange ist aber, §. 95 zu Folge, der Weg der Stangenkraft Q annähernd,

$$s = r\,(1 - cos.\beta) - \frac{r^2}{2l}\,(sin.\beta)^2;$$

wenn man daher in dieser Formel die Lenkstangenlänge l durch den Axenabstand a ersetzt, so geht die vorige Formel unmittelbar aus dieser hervor. Diese Uebereinstimmung zwischen den Wegen und also auch die zwischen den Arbeiten (Qs) beider Arten der Krummzapfenbewegung berechtigt uns nun auch, alle die im Vorstehenden gefundenen Formeln für die Bewegung des einfachen Krummzapfens (§. 95 bis §. 105) nach Umänderung der Größe l in a auf den Krummzapfen mit oscillirendem Cylinder anzuwenden. Es ist folglich in Betreff dieser Maschine nichts Neues zu finden. Da nach dem Obigen (§. 112) die Ungleichförmigkeit der rotirenden Bewegung des Krummzapfens der ersten Art zunimmt, wenn die Kurbelstange (l) eine kürzere wird, so folgt, daß dieselbe bei einem Krummzapfen der zweiten Art ebenfalls wächst, wenn der Abstand der Schwingungsaxe K von der Drehungsaxe C abnimmt.

§. 114. Wir haben oben (§. 95 bis §. 112), bei unsern Entwickelungen in Betreff der Krummzapfenbewegung vorausgesetzt, daß die Kurbelstange unmittelbar mit der Kolbenstange verbunden sei, daß sich also das eine Ende der Kolbenstange in gerader Linie auf- und nieder-, oder hin- und herbewege, während das andere im Kreise herumläuft; jetzt wollen wir aber noch den in Fig. 243 a. f. S. abgebildeten und bereits in §. 90 besprochenen Fall in Betracht ziehen, wo durch Zwischenstellung eines Balanciers oder Hebels entweder die geradlinige Bewegung der Kolbenstange oder die stetige Kreis-

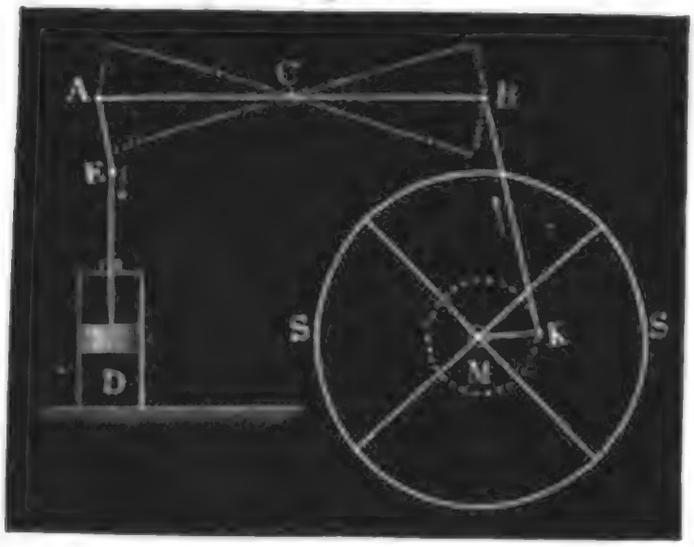
Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

Digitized by Google

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

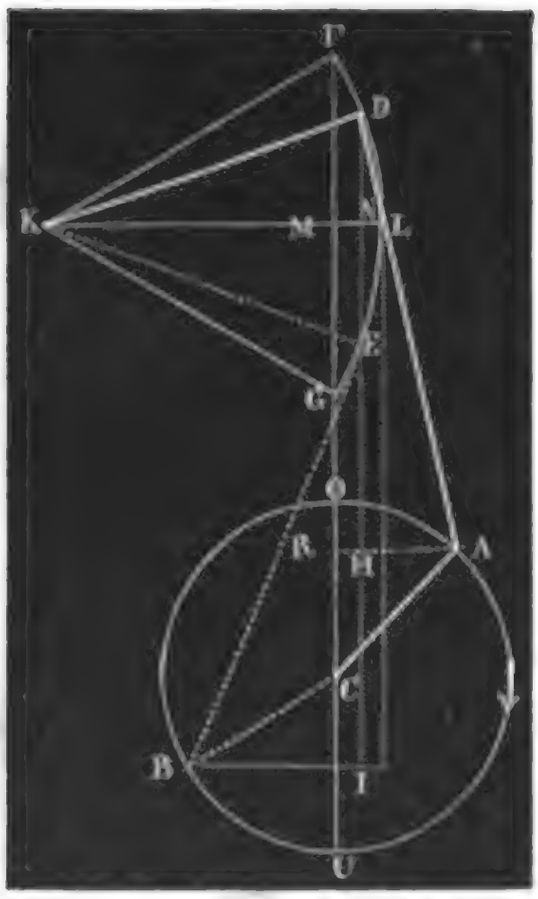
bewegung des Krummzapfens zunächst in eine oscillirende verwandelt wird, und aus dieser erst entweder die Kreisbewegung des Krummzapfens oder die geradlinig wiederkehrende Bewegung der Kolbenstange hervorgeht. In diesem Falle läuft also der zweite Endpunkt der Kurbelstange keine gerade Linie, sondern es bewegt sich derselbe in einem Kreisbogen auf und nieder. Auch findet derselbe Fall statt, wenn die Kurbelstange mit dem zweiten Ende an ein Kreuz (Kunstkreuz), wie Fig. 226 (Seite 171) vor Augen führt, angeschlossen ist.

Fig. 243.



Die Bewegungsverhältnisse einer solchen Verbindung eines Krummzapfens mit einem Hebel sind, wenn, wie fast stets, der Hebelarm viel länger ist als der Kurbelarm, von denen des einfachen Krummzapfens nicht wesentlich verschieden. Wir wollen, um dieselbe kennen zu lernen, zunächst den Fall in Untersuchung ziehen, wo die Umdrehungsaxe C, Fig. 244, der Kurbel in der Verlängerung der Sehne FG des Bogens FLG liegt, in welchem der zweite Endpunkt D der Kurbelstange auf- und niedergeführt wird. Setzen wir in dieser Absicht die Länge $KF = KG = KL$ von dem Hebelarme des Balanciers $= a$, die constante Umdrehungskraft desselben $= P$, ferner den veränderlichen Schwingungswinkel LKD desselben, von der Mittellage KL ausgegangen, $= \alpha$, den constanten Hub- oder Schwingungswinkel $FKL = GKL = \alpha_1$, und die Abweichung ADH der Kurbelstange A-D von der Mittellinie CF, $= \delta$, und behalten wir die übrigen Bezeichnungen von oben bei,

Fig. 244.



Digitized by Google

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

so haben wir

1) die Vertikalprojection der Kurbelstange AD:

$HD = HN + ND = RM + ND = CM - CR + ND$, oder

$AD\ cos.\ ADH = OF - CA\ cos.\ ACR + KD\ sin.\ DKL$, d. i.

$$l\ cos.\ \delta = l - r\ cos.\ \beta + a\ sin.\ \alpha,$$ und

2) die Horizontalprojection derselben

$AH = AR - HR = AR - MN = AR - KN + KM$ oder

$AD\ sin.\ ADH = CA\ sin.\ ACR - KD\ cos.\ DKL + KF\ cos.\ FKL$, d. i.

$$l\ sin.\ \delta = r\ sin.\ \beta - a\,(cos.\ \alpha - cos.\ \alpha_1).$$

Da $(sin.\ \delta)^2 + (cos.\ \delta)^2 = 1$ ist, so hat man hier

$$l^2 = (l - r\ cos.\ \beta + a\ sin.\ \alpha)^2 + [sin.\ \beta - a\,(cos.\ \alpha - cos.\ \alpha_1)]^2,$$

und daher

$$l - r\ cos.\ \beta + a\ sin.\ \alpha = \sqrt{l^2 - [r\ sin.\ \beta - a\,(cos.\ \alpha - cos.\ \alpha_1)]^2},$$

d. i. annähernd

$$a\ sin.\ \alpha = r\ cos.\ \beta - \frac{l}{2}\left(\frac{r\ sin.\ \beta - a\,(cos.\ \alpha - cos.\ \alpha_1)}{l}\right)^2.$$

Nun ist aber $cos.\ \alpha - cos.\ \alpha_1$ annähernd

$= 1 - \frac{1}{2}\,(sin.\ \alpha)^2 - 1 + \frac{1}{2}\,(sin.\ \alpha_1)^2$, daher folgt

$$a\ sin.\ \alpha = r\ cos.\ \beta - \frac{\left(r\ sin.\ \beta - \frac{1}{2}\,a\,[(sin.\ \alpha_1)^2 - (sin.\ \alpha)^2]\right)^2}{2\,l}.$$

Setzen wir noch rechts $sin.\ \alpha = \frac{r\ cos.\ \beta}{a}$, so wie

$$sin.\ \alpha_1 = \frac{r}{a},$$ so erhalten wir

$$a\ sin.\ \alpha = r\ cos.\ \beta - \frac{1}{2\,l}\left(r\ sin.\ \beta - \frac{r^2}{2\,a}\,[1 - (cos.\ \beta)^2]\right)^2$$

$$= r\ cos.\ \beta - \frac{r^2\,(sin.\ \beta)^2}{2\,l}\left(1 - \frac{r\ sin.\ \beta}{2\,a}\right)^2,$$ und daher

$$sin.\ \alpha = \frac{r\ cos.\ \beta}{a} - \frac{r^2\,(sin.\ \beta)^2}{2\,a\,l}\left(1 - \frac{r\ sin.\ \beta}{2\,a}\right)^2,$$ oder

genau genug, da $\frac{r}{a} = \frac{1}{3}$ oder noch kleiner gemacht wird,

$$sin.\ \alpha = \frac{r\ cos.\ \beta}{a} - \frac{r^2\,(sin.\ \beta)^2}{2\,a\,l} + \frac{r^3}{2\,a^2\,l}\,(sin.\ \beta)^3.$$

Es kommt nun darauf an, den Bogen oder Weg $FD = s = a\,(\alpha_1 - \alpha)$ zu finden, welcher dem Umdrehungswinkel $OCA = \beta$ entspricht. Da

$\alpha = sin.\ \alpha + \frac{1}{6}\,(sin.\ \alpha)^3$ (s. „Ingenieur“, Seite 225)

gesetzt werden kann, so folgt für unsern Fall

Digitized by Google

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

$$\alpha = \frac{r\,cos.\beta}{a} - \frac{r^2\,(sin.\beta)^2}{2\,a\,l} + \frac{r^3\,(sin.\beta)^3}{2\,a^2\,l} + \frac{r^3(cos.\beta)^3}{6\,a^3} \quad \text{und}$$

$$\alpha_1 = \frac{r}{a} + \frac{r^3}{6\,a^3},$$

und es ist daher der Weg oder Schub DF:

$$s = r\,(1 - cos.\beta) + \frac{r^2(sin.\beta)^2}{2\,l} - \frac{r^3(sin.\beta)^3}{2\,a\,l} + \frac{r^3}{6\,a^2}[1-(cos.\beta)^3]$$

$$= r\left[1-cos.\beta+\frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 - \frac{r^2}{2al}(sin.\beta)^3 + \frac{r^2}{6a^2}[1-(cos.\beta)^3]\right].$$

Für die aufsteigende Stange BE ist

$$EJ = l\,cos.\delta = l + r\,cos.\beta - a\,sin.\alpha \quad \text{und}$$
$$BJ = l\,sin.\delta = r\,sin.\beta + a\,(cos.\alpha - cos.\alpha_1) \quad \text{daher}$$

$$l + r\,cos.\beta - a\,sin.\alpha = \sqrt{l^2 - [r\,sin.\beta + a\,(cos.\alpha - cos.\alpha_1)]^2},$$

woraus nun

$$\alpha = \frac{r\,cos.\beta}{a} + \frac{r^2\,(sin.\beta)^2}{2\,a\,l} + \frac{r^3\,(sin.\beta)^3}{2\,a^2\,l} + \frac{r^3\,(cos.\beta)^3}{6\,a^3} \text{ und der}$$

dem Umdrehungswinkel $UCB = \beta$ entsprechende Hub $GE = a\,(\alpha_1 - \alpha)$

$$s_1 = r\left(1-cos.\beta-\frac{r(sin.\beta)^2}{2\,l} - \frac{r^2(sin.\beta)^3}{2\,a\,l} + \frac{r^2}{6\,a^2}\,[1-(cos.\beta)^3]\right)$$

sich ergiebt.

Für $\beta = 0^0$ ist natürlich $s = s_1 = 0$ und

für $\beta = 180^0$, $s = s_1 = 2r + \frac{2r^3}{6\,a^2} = 2r\left[1 + \frac{1}{6}\left(\frac{r}{a}\right)^2\right]$

$$= 2\,a\,arc.\left(sin. = \frac{r}{a}\right) = 2\,\alpha_1\,a.$$

Für $\beta = 90^0$, also bei den Quadraturen der Umdrehung ist dagegen

$$s = r\left(1 + \frac{r}{2\,l} - \frac{r^2}{2\,a\,l} + \frac{r^2}{6\,a^2}\right) \quad \text{und}$$

$$s_1 = r\left(1 - \frac{r}{2\,l} - \frac{r^2}{2\,a\,l} + \frac{r^2}{6\,a^2}\right).$$

§. 115 *). Wenn der Balancier durch eine constante Tangentialkraft Q auf und nieder bewegt wird, so haben wir bei Umdrehung des Krummzapfens um den Winkel β die verrichtete Arbeit dieser Kraft

$$Qs = Qr\left(1 - cos.\beta \pm \frac{r}{2\,l}\,(sin.\beta)^2 - \frac{r^2\,(sin.\beta)^3}{2\,a\,l} + \frac{r^2}{6\,a^2}\,[1 - (cos.\beta)^3]\right),$$

während von der Umdrehungskraft P des Krummzapfens wieder die Arbeit

Digitized by Google

$Pr\beta$ geleiſtet wird. Es iſt daher die auf die Beſchleunigung der trägen Maſſen verwendete Arbeit

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

$$L = Qs - Pr\beta = Qr\left(1 - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 - \frac{r^2(sin.\beta)^3}{2al} + \frac{r^2}{6a^2}[1 - (cos.\beta)^3]\right) - Pr\beta.$$

Da wegen des nöthigen Beharrungszuſtandes für $\beta = \pi$, $L = 0$ ſein muß, ſo hat man

$$\pi Pr = Qr\left(2 + \frac{2r^2}{6a^2}\right) = 2Qr\left[1 + 1/6\left(\frac{r}{a}\right)^2\right] = 2Qa\alpha_1,$$

und daher

$$L = Qr\left(1 - cos.\beta \pm \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2 - \frac{r^2}{2al}(sin.\beta)^3 + \frac{r^2}{6a^2}[1 - (cos.\beta)^3] - \frac{2\beta}{\pi}\left[1 + 1/6\left(\frac{r}{a}\right)^2\right]\right).$$

Um diejenigen Drehungswinkel zu finden, welche auf die eminenten Geſchwindigkeitswerthe führen, differenziiren wir dieſen Ausdruck in Hinſicht auf β und ſetzen das erhaltene Differenzialverhältniß = Null. Dies giebt

$$sin.\beta \pm \frac{r}{2l} sin.2\beta - \frac{3r^2}{2al}(sin.\beta)^2\, cos.\beta + \frac{3r^2}{6a^2}(cos.\beta)^2 sin.\beta - \frac{2}{\pi}\left[1 + 1/6\left(\frac{r}{a}\right)^2\right], \text{ d. i.}$$

$$sin.\beta = \frac{2}{\pi}\left[1 + 1/6\left(\frac{r}{a}\right)^2\right] - \frac{r}{2l} sin.2\beta\left(\pm 1 - \frac{3r}{2a} sin.\beta + \frac{rl}{2a^2} cos.\beta\right).$$

Mit Hilfe der dieſem Sinus entſprechenden Winkel laſſen ſich nun die eminenten Leiſtungswerthe L, und hieraus wieder, nach den aus dem Obigen bekannten Formeln die eminenten Geſchwindigkeiten

$$v_2 = \left(1 + \frac{L}{Mc^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_1 = \left(1 - \frac{L}{Mc^2}\right) c \quad \text{berechnen.}$$

Ziehen wir nun den gewöhnlichen Fall, $\frac{r}{l} = 1/5$ und $\frac{r}{a} = 1/3$ in Betracht, für welchen

$$sin.\beta = 55/54 \cdot \frac{2}{\pi} - 0{,}1\,.\,(\pm 1 - 1/2 sin.\beta + 0{,}2778\, cos.\beta) sin.2\beta \text{ und}$$

$$L = Qr\left(1 - cos.\beta \pm 0{,}1\,(sin.\beta)^2 - 1/30\,(sin.\beta)^3 + 1/54\,[1 - (cos.\beta)^3] - 55/54 \cdot \frac{2}{\pi}\,\beta\right) \text{ iſt.}$$

Digitized by Google

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

Der ersten Formel entsprechen folgende Winkel

$$\beta = 34^0, 4' \text{ und } = 136^0, 5',$$

sowie $\beta = 49^0, 35'$ und $= 148^0, 56'$,

und diese geben die eminenten Geschwindigkeiten in der ersten Hälfte der Umdrehung:

$$v_2 = \left(1 - 0{,}1804 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_1 = \left(1 + 0{,}2428 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c,$$

und dagegen die in der zweiten Umdrehungshälfte

$$v_2 = \left(1 - 0{,}2687 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c \quad \text{und}$$

$$v_1 = \left(1 + 0{,}1701 \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Es ist folglich die größte Geschwindigkeitsdifferenz

$$(0{,}2428 + 0{,}2687) \frac{Qr}{Mc} = 0{,}5115 \frac{Qr}{Mc},$$

und daher der Grad der Ungleichförmigkeit dieser Krummzapfenbewegung

$$\delta = 0{,}5115 \frac{Qr}{Mc^2},$$

während wir oben §. 112 für den Fall, wenn das zweite Stangenende geradlinig auf- und niedergeht,

$$\delta = 0{,}5154 \frac{Qr}{Mc^2},$$

also nur sehr wenig mehr gefunden haben.

Der Unterschied zwischen der Krummzapfenbewegung mit und der ohne Balancier fällt also so unbedeutend aus, daß man von demselben bei den gewöhnlichen Fällen der Anwendung ganz absehen kann.

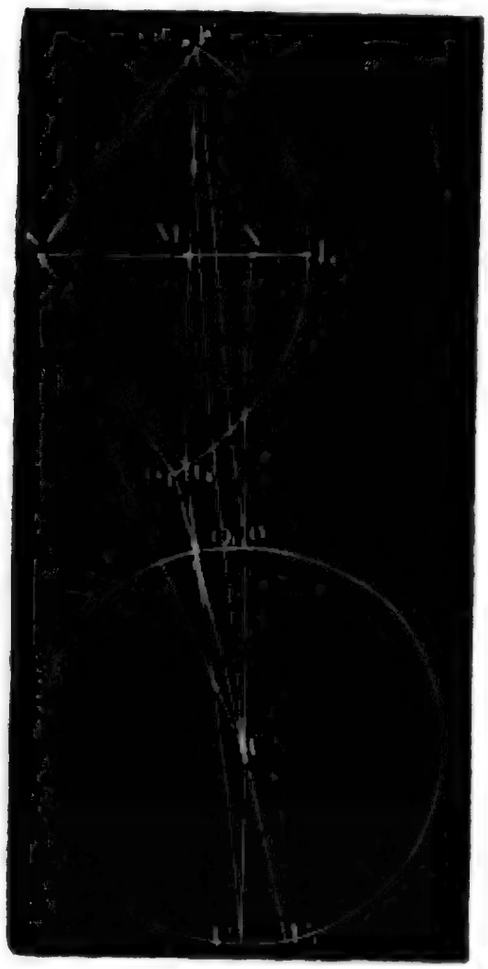
§. 116. Um die aus der bogenförmigen Bewegung des Balancier hervorgehende Seitenbewegung der Kurbelstange möglichst herabzuziehen, legt man das Centrum C der Kurbel OU, Fig. 245, nicht in die Sehne FG des von dem Balancierende durchlaufenen Bogens FLG, sondern in die Parallele CN zu FG, welche die Bogenhöhle ML halbirt. Der Vortheil, welcher hieraus erwächst, wird aber wieder dadurch aufgehoben, daß dann die todten Punkte O_1 und U_1 nicht mit den höchsten und tiefsten Punkten O und U des Warzenkreises zusammenfallen, und daher nicht genau um einen Halbkreis von einander abstehen. Die Winkel $OCO_1 = \mu$ und $UCU_1 = \nu$, um welche die todten Punkte O_1 und U_1 von

Digitized by Google

dem Scheitelpunkte O und Fußpunkte U des Warzenkreises abstehen, lassen sich wie folgt bestimmen: Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

Zunächst ist $OCO_1 = OCK - O_1CK = OCK - FCK$;

Fig. 245.



aber

$$\cos. OCK = \cos. NCK = \frac{CN}{KC}$$

$$= \frac{CN}{\sqrt{\overline{CN^2} + \overline{KN^2}}} = \frac{l}{\sqrt{l^2 + a^2}}$$

und

$$\cos. O_1CK = \cos. F_1CK$$

$$= \frac{\overline{CF_1^2} + \overline{CK^2} - \overline{F_1K^2}}{2\,CF_1 \,.\, CK}$$

$$= \frac{(l+r)^2 + l^2 + a^2 - \frac{r^2}{2} - a^2}{2\,(l+r)\sqrt{l^2+a^2}}$$

$$= \frac{2l^2 + 2lr + \frac{1}{2}r^2}{2\,(l+r)\sqrt{l^2+a^2}},$$

also

$$\cos\ OCK - \cos. O_1CK$$

$$= -\frac{r^2}{4\,(l+r)\sqrt{l^2+a^2}}.$$

Aber $\cos. OCK - \cos. O_1CK$

$$= -2 \sin. \left(\frac{OCK + O_1CK}{2}\right) \sin. \left(\frac{OCK - O_1CK}{2}\right),$$

oder, da $OCK - O_1CK$ sehr klein ist (s. »Ingenieur«, Seite 223),

$$\cos. OCK - \cos. O_1CK = -\sin. OCK\ (OCK - O_1CK)$$

$$= -\mu \sin. OCK = -\frac{\mu a}{\sqrt{l^2+a^2}},$$

daher folgt annähernd

$$\mu = \frac{r^2}{4\,a\,(l+r)}.$$

Dann ist $\angle\ UCU_1 = NCK - G_1CK$, aber

$$\cos. NCK = \frac{l}{\sqrt{l^2+a^2}} \text{ und}$$

$$\cos. G_1CK = \frac{(l-r)^2 + l^2 + a^2 - \frac{1}{2}r^2 - a^2}{2\,(l-r)\sqrt{l^2+a^2}} = \frac{2l^2 - 2lr + \frac{1}{2}r^2}{2\,(l-r)\sqrt{l^2+a^2}};$$

Digitized by Google

Krummzapfen mit Balancier oder Hebel.

daher folgt

$$\cos. NCK - \cos. G_1CK = -\frac{r^2}{4\,(l-r)\,\sqrt{l^2+a^2}} \text{ und}$$

$$NCK - G_1CK = NCG_1 = UCU_1 = \nu = \frac{r^2}{4\,a\,(l-r)}.$$

Für $\frac{r}{a} = 1/3$ und $\frac{r}{l} = 1/5$ iſt demnach

$$\mu = \frac{1}{4.3.6} = 1/72, \text{ alſo } \mu^0 = \frac{180^0\,\mu}{\pi} = 0^0,796 = 0^0,48' \text{ und}$$

$$\nu = \frac{1}{4.3.4} = 1/48, \text{ alſo } \nu^0 = \frac{180^0.\nu}{\pi} = 1^0,194 = 1^0,12'.$$

Es ſind folglich die Abſtände der todten Punkte O_1 und U_1 von einander

$$180^0 \pm (\nu - \mu) = 180^0,24' \text{ und } 179^0,36'.$$

Nach dem Obigen (§. 114) ſind die Wege FF_1 und GG_1, um welche der Balancier in Folge der ſchiefen Kurbelſtellung über die Enden F und G des Bogens $FLG = 2\,a\,\alpha_1$ hinausgeht.

$$FF_1 = \sigma = (1 - \cos. \mu)r = (1 - \cos. 0^0,48')r = (1 - 0,99990)r$$
$$= 0,00010\,r$$

$$\text{und } GG_1 = \sigma_1 = (1 - \cos. \nu)r = (1 - \cos. 1^0,12')r = (1 - 0,99978)r$$
$$= 0,00022\,r,$$

alſo ſo unbedeutend, daß ſie außer Betracht kommen können.

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

§. 117. Wir haben bis jetzt ſtets eine conſtante Stangenkraft Q vorausgeſetzt, es können daher auch die gefundenen Regeln nicht auf die Krummzapfenbewegung bei Expanſionsdampfmaſchinen angewendet werden, wo die Stangenkraft Q variabel iſt. Die häufige Anwendung dieſer Maſchine macht es daher nöthig, daß wir auch noch die Bewegungsverhältniſſe der Krummzapfen mit veränderlicher Kraft kennen lernen. Ziehen wir zunächſt wieder einen einfachen Krummzapfen in Betracht, ſetzen wir ferner eine unendlich lange Kurbelſtange voraus, und ſehen wir noch von allen Nebenhinderniſſen, alſo auch von dem Gegendruck auf den Dampfkolben ab.

Von der Expanſion gilt wieder die aus dem Obigen bekannte Regel (§. 100):

$$Qr\,(1 - \cos. \beta) - Pr\beta = \frac{M(v^2 - c^2)}{2}, \text{ und es iſt daher auch wieder}$$

$$v = \sqrt{c^2 + \frac{2r}{Mc^2}\,[Q\,(1 - \cos. \beta) - P\beta]} \text{ oder annähernd}$$

$$1)\ v = c\left(1 + \frac{r}{Mc^2}\,[Q\,(1 - \cos. \beta) - P\beta]\right).$$

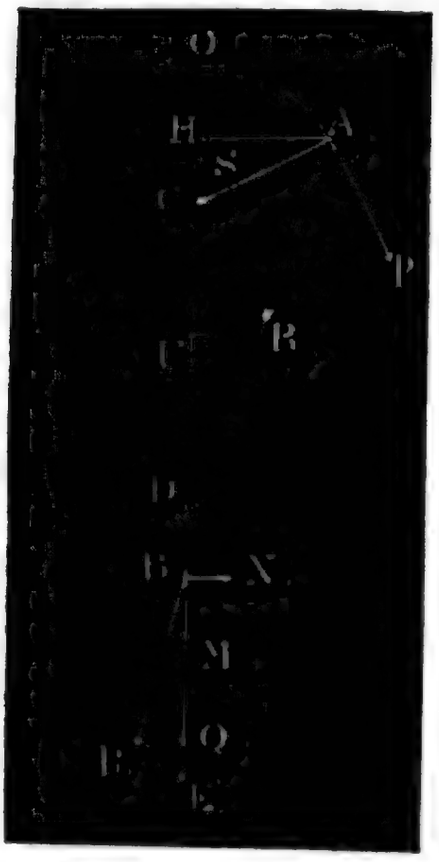
Digitized by Google

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

Ist das Expansionsverhältniß $= \varepsilon$ (siehe II. §. 380), so wird bei einem Kolbenwege $OH = s$, Fig 246, der Dampfzufluß abgesperrt und es tritt nun eine allmälige Abnahme der Kraft Q ein, so daß dieselbe am Ende des ganzen Kolbenweges $s_1 = 2r$, dem Mariotte'schen Gesetze zu Folge, nur noch die Größe

$$Q_1 = \frac{sQ}{s_1} \text{ hat.}$$

Fig. 246.



Der Drehungswinkel $ACO = \beta$, bei welchem die Expansion beginnt, ist durch die Gleichung

$$\frac{s_1}{s} = \frac{2r}{(1 - cos.\,\beta_1)\,r} = \frac{2}{1 - cos.\,\beta_1} = \varepsilon$$

bestimmt, welche

$$cos.\,\beta_1 = 1 - \frac{2}{\varepsilon} \text{ giebt.}$$

Hat sich der Krummzapfen um einen Winkel $\beta > \beta_1$ gedreht und folglich die Stange den Weg $r\,(1 - cos.\,\beta)$ zurückgelegt, so ist nach II. §. 353 die Arbeit der Kraft:

$$Fsp\left[1 + Log\ nat.\left(\frac{s_1}{s}\right)\right] = Qs\left(1 + Log.\,nat.\,\frac{1 - cos.\,\beta}{1 - cos.\,\beta_1}\right)$$
$$= Qs\left(1 + Log.\,nat.\,\frac{(1 - cos.\,\beta)\varepsilon}{2}\right);$$

daher gilt denn auch für die Bewegung des Krummzapfens während der Expansion die Formel:

$$Qs\left(1 + Log.\,nat.\,\frac{(1 - cos\,\beta)\varepsilon}{2}\right) - Pr\beta = \frac{M(v^2 - c^2)}{2}, \text{ und es ist}$$

hiernach die veränderliche Warzengeschwindigkeit

$$v = \sqrt{c^2 + \frac{1}{M}\left[Qs\left(1 + Log.\,nat.\,\frac{1 - cos\,\beta)\varepsilon}{2}\right) - Pr\beta\right]},$$

annähernd

$$2)\quad v = c\left(1 + \frac{1}{Mc^2}\left[Qs\left(1 + Log.\,nat.\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2}\right) - Pr\beta\right]\right).$$

Da für $\beta = \pi$, also $1 - cos.\,\beta = 1 + 1 = 2$, $v = c$ sein muß, so hat man

Digitized by Google

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$P = \frac{Q\,s}{\pi\,r}\,(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon) = \frac{Q\,s_1}{\varepsilon\,\pi\,r}\,(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon)$$

$$= \frac{2\,Q}{\varepsilon\,\pi}\,(1 + Log\,nat.\,\varepsilon)$$ in die Formeln 1) und 2) einzusetzen,

um die Geschwindigkeiten vor und während der Expansion zu finden. Durch Differenziiren dieser Formeln findet man die Gleichungen für die auf die größten und kleinsten Geschwindigkeitswerthe führenden Winkel; es ist nämlich

1) für die Bewegung vor der Expansion

$$sin.\,\beta = \frac{P}{Q} = \frac{2}{\varepsilon\,\pi}\,(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon)$$ und

2) für die Bewegung während der Expansion

$$Q\,s\,\frac{sin.\,\beta}{1 - cos.\,\beta} = P\,r,\ \text{d. i.}$$

$$cotg.\,\frac{\beta}{2} = \frac{P\,r}{Q\,s} = \frac{\varepsilon\,P}{2\,Q} = \frac{1 + Log.\,nat.\,\varepsilon}{\pi}.$$

Nehmen wir das Expansionsverhältniß $\varepsilon = \frac{s_1}{s} = 2$ an, so erhalten wir für die Bewegung vor der Expansion

$$sin.\,\beta = \frac{2}{2\,\pi}\,(1 + Log.\,nat.\,2) = \frac{1}{\pi}\,(1 + 0{,}69315) = 0{,}53894$$ und

hiernach $\beta = 32^0, 37'$; daher die Minimalgeschwindigkeit des Krummzapfens:

$$v_2 = \left(1 + \frac{Q\,r}{M\,c^2}\,[(1 - cos.\,\beta) - 0{,}53894\ .\ arc.\,\beta]\right)c$$

$$= \left(1 + (1 - 0{,}84230 - 0{,}53894\ .\ 0{,}56927)\,\frac{Q\,r}{M\,c^2}\right)c$$

$$= \left(1 + (0{,}15770 - 0{,}30681)\,\frac{Q\,r}{M\,c^2}\right)c = \left(1 - 0{,}1491\,\frac{Q\,r}{M\,c^2}\right)c.$$

Für die Bewegung während der Expansion ist dagegen

$$cotg.\,\frac{\beta}{2} = \frac{1 + Log.\,nat.\,2}{\pi} = 0{,}53894,\ \text{daher}$$

$\frac{\beta}{2} = 61^0, 41'$, daher $\beta = 123^0, 22'$, und die entsprechende Maximalgeschwindigkeit

Digitized by Google

$$v_1 = \left(1 + [1 + Log.nat.(1\text{-}cos.123^0,22') - 0{,}53894\, arc.\, 123^0,22']\frac{Qr}{Mc^2}\right)c$$

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$= \left(1 + (1 + Log.\, nat.\ 1{,}55000 - 0{,}53894\,.\,2{,}15316)\,\frac{Qr}{Mc_2}\right)c$$

$$= \left(1 + (1{,}43825 - 1{,}16044)\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c = \left(1 + 0{,}2778\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c.$$

Es ist folglich für dieses Expansionsverhältniß der Grad der Ungleichförmigkeit

$$\delta = (0{,}1491 + 0{,}2778)\,\frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}4269\,\frac{Qr}{Mc^2}, \text{ oder, da } P = 0{,}53894\,Q \text{ ist,}$$

$$\delta = \frac{0{,}4269\ Pr}{0{,}5389\ Mc^2} = 0{,}7922\,\frac{Pr}{Mc^2}.$$

In folgender Tabelle sind die den Expansionsverhältnissen $\varepsilon = 2, 3, 4, 5, 6$ entsprechenden Ungleichförmigkeitsgrade angegeben.

Expansionsverhältnisse ε . .	2	3	4	5	6
Ungleichförmigkeitsgrade . .	0,7922	0,8523	0,8914	0,9223	0,9473 $\frac{Pr}{Mc^2}$.

§. 118. Wir wollen nun unsere Regel über die Bewegung der Krummzapfen bei Expansions-Dampfmaschinen dadurch allgemeiner machen, daß wir eine endliche Stangenlänge voraussetzen, und deshalb statt $1 - cos.\,\beta$ den schärfern Werth $1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\,\beta)^2$ einführen. Es ist dann für die Bewegung vor der Expansion

$$v = \left[1 + \frac{r}{Mc^2}\left(Q\left[1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\,\beta)^2\right] - P\beta\right)\right]c$$

und der Winkel für die Minimalgeschwindigkeit bestimmt durch die Formel

$$sin.\,\beta = \frac{P}{Q} \pm \frac{r}{2l}\,sin.\,2\beta$$

$$= \frac{2}{\varepsilon\pi}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon) \pm \frac{r}{2l}\,sin.\,2\beta.$$

Für die Bewegung während der Expansion hat man hingegen

$$v = \left(1 + \frac{1}{Mc^2}\left[Qs\left(1 + Log.nat.\left[1\text{-}cos.\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\,\beta)^2\right]\frac{\varepsilon}{2}\right) - Pr\beta\right]\right)c,$$

und hiernach für den Winkel, welcher auf die Maximalgeschwindigkeit führt,

Digitized by Google

Kreuzzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$Qs\left(\frac{\sin.\beta \mp \frac{r}{2l}\sin.2\beta}{1-\cos.\beta \mp \frac{r}{2l}(\sin.\beta)^2}\right) = Pr, \text{ oder}$$

$$\frac{\operatorname{colg.}\tfrac{1}{2}\beta \cdot \left(1 \mp \frac{r}{l}\cos.\beta\right)}{1 \mp \frac{r}{2l}(1+\cos.\beta)} = \frac{Pr}{Qs}, \text{ oder}$$

$$\operatorname{colg.}\tfrac{1}{2}\beta\left(1 \pm \frac{r}{2l}(1-\cos.\beta)\right) = \frac{Pr}{Qs}, \text{ d. i.}$$

$$\operatorname{colg.}\tfrac{1}{2}\beta = \frac{Pr}{Qs\left[1 \pm \frac{r}{l}\left(\sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right]} = \frac{Pr}{Qs}\left[1 \mp \frac{r}{l}\left(\sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right]$$

$$= \frac{1+\text{Log. nat. }\varepsilon}{\pi}\left[1 \mp \frac{r}{l}\left(\sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right].$$

Das Expansionsverhältniß ist aber hier

$$\varepsilon = \frac{2}{1-\cos.\beta_1 \mp \frac{r}{2l}(\sin.\beta_1)^2}, \text{ also der Umdrehungswinkel,}$$

bei welchem die Expansion eintritt, bestimmt durch die Formel

$$\cos.\beta_1 = 1 - \frac{2}{\varepsilon} \mp \frac{r}{2l}(\sin.\beta_1)^2.$$

Für das Expansionsverhältniß $\varepsilon = 2$ und für die Stangenlänge $l = 5r$, also für $\frac{r}{2l} = 1/10$ haben wir hiernach Folgendes. Der Bewegung vor der Expansion entspricht

$$\sin.\beta = \frac{1+\text{Log. nat. }\varepsilon}{\pi} \pm 0{,}1\sin.2\beta = 0{,}53894 \pm 0{,}1\sin.2\beta;$$

es ist hiernach für diese Bewegung, $\beta = 39^0{,}35'$ oder $\beta = 27^0{,}14'$.

Diesen Winkeln entsprechen die folgenden Geschwindigkeitsminima:

$$1)\ v_2 = \left(1 + [1 - \cos.\,39^0,35' - 0{,}1\,(\sin.\,39^0,35')^2 - 0{,}53894\,arc.\,39^0,35']\frac{Qr}{Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 + (1 - 0{,}77070 - 0{,}04060 - 0{,}37283)\frac{Qr}{Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 - 0{,}1836\frac{Qr}{Mc^2}\right)c \text{ und}$$

Digitized by Google

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$2)\ v_2 = \left(1 - [1 - cos.\ 27^0, 14' + 0{,}1\ (sin.\ 27^0, 14')^2 - 0{,}53894\ arc.\ 27^0, 14']\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 - (1 - 0{,}88915 + 0{,}02094 - 0{,}25617)\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 - 0{,}1244\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Für die Bewegung während der Expansion hat man dagegen

$cotg.\ \frac{1}{2}\beta = \dfrac{0{,}53894}{1 \pm 0{,}2\left(sin.\ \frac{\beta}{2}\right)^2}$, wonach sich folgende Winkel ergeben:

$\beta = 130^0, 20'$ und $\beta = 115^0, 40'$, die auf folgende Maximalgeschwindigkeiten führen:

$$v_1 = \left(1 - (1 + Log.\ nat.\ [1 - cos.\ 130^0, 20' - 0{,}1\ (sin.\ 130^0, 20',^2] - 0{,}53894\ arc.\ 130^0, 20')\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 - (1 + Log.\ nat.\ 1{,}58912 - 1{,}22594)\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 + 0{,}2372\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c \text{ und}$$

$$v_1 = \left(1 - (1 + Log.\ nat.\ [1 - cos.\ 115^0, 40' + 0{,}1\ (sin.\ 115^0, 40')^2 - 0{,}53894\ arc.\ 115^0, 40')\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 - (1 + Log.\ nat.\ 1{,}51437 - 1{,}0880)\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 + 0{,}3270\ \frac{Qr}{Mc_2}\right) c.$$

Es ist folglich der Ungleichförmigkeitsgrad dieser Krummzapfenbewegung

$\delta = (0{,}3270 + 0{,}1836)\ \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}5106\ \frac{Qr}{Mc^2}$, oder, da

$P = (1 + Log.\ nat.\ \varepsilon)\ \frac{Q}{\pi} = 0{,}5389\ Q$ ist,

$$\delta = \frac{0{,}5106\ Pr}{0{,}5389\ Mc^2} = 0{,}9475\ \frac{Pr}{Mc^2}$$

In folgender Tabelle sind die den Expansionsverhältnissen $\varepsilon = 2, 3, 4, 5, 6$ entsprechenden Grade der Ungleichförmigkeit dieser Krummzapfenbewegung aufgeführt:

Digitized by Google

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

Expansionsverhältnisse ε . .	2	3	4	5	6
Ungleichförmigkeitsgrade δ .	0,9475	1,004	1,038	1,062	1,084 $\frac{Pr}{Mc^2}$.

§. 119. Wir haben endlich noch die Theorie der Krummzapfenbewegung bei Expansionsdampfmaschinen dadurch allgemeiner zu machen, daß wir noch auch die aus der Kolbenreibung, aus dem Gegendruck auf der andern Fläche des Kolbens u. s w. bestehende Nebenlast R mit in Rechnung bringen. Die Kolbenreibung können wir nach Pambour (S. II. §. 377) pr. Quadratzoll Kolbenfläche, $= \frac{25}{d}$ Pfund, wo d den Kolbendurchmesser bezeichnet, setzen, der Gegendruck auf der hinteren Kolbenfläche ist hingegen bei Maschinen mit Condensation 1,51 und bei solchen ohne Condensation 15,1 Pfund auf den Quadratzoll Kolbenfläche zu setzen. Ist daher F die Kolbenfläche in Quadratzoll, so hat man diesen Widerstand

bei Condensationsmaschinen, $R = \left(\frac{25}{d} + 1{,}51\right) F$, und

bei Maschinen ohne Condensation, $R = \left(\frac{25}{d} + 15{,}1\right) F$ Pfund,

wogegen die Kolbenkraft vor der Expansion, bei p Pfund Dampfdruck auf den Quadratzoll, $Q = Fp$ Pfund beträgt.

Es ist leicht zu ermessen, daß für diese Krummzapfen die Warzengeschwindigkeit vor der Expansion durch die Formel

$$v = \left(1 + \left[(Q-R)\left(1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\,\beta)^2\right) - P\beta\right]\frac{r}{Mc^2}\right)c,$$

und dagegen die während der Expansion durch die Formel

$$v = \left[1 + \left(Qs\left[1 + Log.\,nat.\left(1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\,\beta)^2\right)\frac{\varepsilon}{2}\right]\right.\right.$$
$$\left.\left. - Pr\beta - Rr\left(1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}\,(sin.\,\beta)^2\right)\right)\frac{1}{Mc^2}\right]c$$

bestimmt werden muß.

Die Minimalgeschwindigkeit vor der Expansion ist mit Hülfe der im vorigen Paragraphen gefundenen Formel zu ermitteln, wenn man darin nur statt Q, $Q - R$ setzt. Man hat folglich

$$sin.\,\beta = \frac{P}{Q-R} \pm \frac{r}{2l}\,sin.\,2\beta, \text{ oder}$$

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\pi\left(1 - \frac{R}{Q}\right)}\left(\frac{1 + Log.\,nat.\,\varepsilon}{\varepsilon} - \frac{R}{Q}\right) \pm \frac{r}{2l}\,sin.\,2\beta,$$

Digitized by Google

wenn man berücksichtigt, daß hier des Beharrungszustandes wegen

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$P = \frac{Qs(1+Log\ nat.\varepsilon)-2Rr}{\pi r} = \frac{2Q}{\pi\varepsilon}(1+Log.\ nat.\ \varepsilon) - \frac{2}{\pi}R$$

zu setzen ist.

Für die Maximalgeschwindigkeit während der Expansion hat man hingegen

$$Qs \cdot \frac{sin.\beta \mp \frac{r}{2l} sin.2\beta}{1-cos.\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2} - Pr - Rr\left(sin.\beta \mp \frac{r}{2l} sin.2\beta\right) = 0,$$

oder

$$\left(sin.\beta \mp \frac{r}{2l} sin.2\beta\right)\left(\frac{Qs}{1-cos.\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\beta)^2} - Rr\right) = Pr,$$

und hieraus ergiebt sich

$$cotg.\ ½\beta = \frac{Pr}{Qs\left[1 \pm \frac{r}{l}\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right] - 2Rr\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\left(1 \mp \frac{r}{l}\right)cos.\beta\Big)}$$

$$= \frac{Qs\,(1+Log.\ nat.\ \varepsilon) - 2Rr}{\pi\left(Qs\left[1+\frac{r}{l}\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right] - 2Rr\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\left(1 \mp \frac{r}{l}cos.\beta\right)\right)}$$

$$= \frac{1 + Log.\ nat.\ \varepsilon - \frac{\varepsilon R}{Q}}{\pi\left[1 \pm \frac{r}{l}\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2 - \frac{\varepsilon R}{Q}\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\left(1 \mp \frac{r}{l}\right)cos.\beta\right]}.$$

Wir wissen schon aus II. §. 374, daß die vortheilhafteste Dampfbenutzung dann statt hat, wenn die Dampfkraft $\frac{Q}{\varepsilon}$ am Ende des Kolbenhubes $s_1 = 2r = \varepsilon s$ dem Widerstande R gleich und folglich auch $\frac{\varepsilon R}{Q} = 1$ ist. Unter dieser Voraussetzung nehmen unsere Formeln folgende einfache Gestalten an:

Für die Minimalgeschwindigkeit:

$$sin.\ \beta = \frac{2\ Log.\ nat.\ \varepsilon}{\pi\ (\varepsilon - 1)} \pm \frac{r}{2l} sin.\ 2\beta$$

und für die Maximalgeschwindigkeit:

$$cotg.\ ½\ \beta = \frac{Log.\ nat.\ \varepsilon}{\pi\left(cos.\frac{\beta}{2}\right)^2\left[1 \pm \frac{2r}{l}\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2\right]}.$$

Digitized by Google

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

Die Umdrehungskraft ist ferner für diesen Fall

$$P = \frac{2\,Q}{\pi\,\varepsilon}\;Log.\,nat.\,\varepsilon = \frac{2}{\pi}\;R\;Log.\,nat.\,\varepsilon\,,$$

und daher sind die eminenten Geschwindigkeiten

$$v_2 = \left(1 + \left[(\varepsilon - 1)\left(1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2l}(sin.\,\beta)^2\right) - \frac{2}{\pi}\beta\;Log.\,nat.\,\varepsilon\right]\frac{Q\,r}{\varepsilon\,Mc^2}\right)c$$

und

$$v_1 = \left(1 + \left[1 + cos.\,\beta \pm \frac{r}{2\,l}\,(sin.\,\beta)^2 + 2\;Log.nat.\left(1 - cos.\,\beta \mp \frac{r}{2\,l}\,(sin.\,\beta)^2\right)\frac{\varepsilon}{2} - \frac{2}{\pi}\beta\;Log.\,nat.\,\varepsilon\right]\frac{Q\,r}{\varepsilon\,Mc^2}\right)c.$$

Nehmen wir wieder $\frac{r}{l} = 1/5$ und $\varepsilon = 2$ an, so erhalten wir für die Winkel der Minimalgeschwindigkeiten

$$sin.\,\beta = \frac{2\;Log.\,nat.\,2}{\pi} \pm 0{,}1\;sin.\,2\beta = 0{,}6366\,.\,0{,}69315 \pm 0{,}1\;sin.2\beta,$$

oder

$$sin.\,\beta = \frac{0{,}44126}{1 \mp 0{,}2\;cos.\,\beta}\,,$$ und es ist hiernach

entweder $\beta = 32^0, 5\frac{1}{2}'$ oder $\beta = 21^0\,50'$.

Die entsprechenden Minimalgeschwindigkeiten sind

$$v_2 = \left(1 + [1 - cos.\;32^0, 5\frac{1}{2}' - 0{,}1\;(sin.\;32^0, 5\frac{1}{2}')^2 - 0{,}44126\;.\;arc.\;32^0, 5\frac{1}{2}']\;\frac{Q\,r}{2\,Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 - 0{,}0613\;\frac{Q\,r}{Mc^2}\right)c \text{ und}$$

$$v_2 = \left(1 + [1 - cos.\;21^0, 50' + 0{,}1\;sin.\;(21^0, 50')^2 - 0{,}44126\;.\;arc.\;21^0, 50']\;\frac{Q\,r}{2\,Mc^2}\right)c.$$

Für die Winkel der Maximalgeschwindigkeiten ist dagegen

$$cotg.\;\tfrac{1}{2}\beta = \frac{Log.\;nat.\;2}{\pi\;(cos.\;\frac{1}{2}\beta)^2\left[1 \pm 0{,}4\left(sin.\;\frac{\beta}{2}\right)^2\right]} = \frac{0{,}22063}{(cos.\;\frac{1}{2}\beta)^2\left[1 \pm 0{,}4\left(sin.\;\frac{\beta}{2}\right)^2\right]},$$

und hiernach entweder $\beta = 116^0, 32'$ oder $\beta = 104^0, 12'$.

Digitized by Google

Die entsprechenden Maximalgeschwindigkeiten sind

Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft.

$$v_1 = \left(1 + (1 + cos.\ 116^0,32' + 0{,}1\ (sin.\ 116^0,32')^2 + 2\ Log.\ nat.\right.$$

$$\left.[1 - cos.\ 116^0,32' - 0{,}1\ (sin.\ 116^0,32')^2] - 0{,}44126\ arc.\ 116^0,32')\frac{Qr}{2Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 + 0{,}1803\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c \text{ und}$$

$$v_1 = \left(1 + (1 + cos.\ 104^0,12' - 0{,}1\ (sin.\ 104^0,12')^2 + 2\ Log.\ nat.\right.$$

$$\left.[1 + cos.\ 104^0,12' + 0{,}1\ (sin.\ 104^0,12')^2] - 0{,}44126\ arc.\ 104^0,12')\frac{Qr}{2Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 + 0{,}2212\ \frac{Qr}{Mc^2}\right)c;$$

daher der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = (0{,}2212 + 0{,}0613)\ \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}2825\,\frac{Qr}{Mc^2},$$

oder, da $P = \frac{2Q}{\pi\varepsilon}\ Log.\ nat.\ \varepsilon = \frac{0{,}69315}{\pi}Q = 0{,}22063\,Q$ ist,

$$\delta = \frac{0{,}2825}{0{,}22063} \cdot \frac{Pr}{Mc^2} = 1{,}280\ \frac{Pr}{Mc^2}.$$

In folgender Tabelle sind die den Expansionsverhältnissen $\varepsilon = 2, 3, 4, 5, 6$ entsprechenden Ungleichförmigkeitsgrade angegeben.

Expansionsverhältnisse ε . .	2	3	4	5	6
Ungleichförmigkeitsgrade δ .	1,280	1,374	1,421	1,453	$1{,}477\ \frac{Pr}{Mc^2}$.

§. 120. Sehr verwickelt stellen sich die Bewegungsverhältnisse der doppelten Krummzapfen an Expansionsmaschinen, z. B. bei Dampfwagen und Dampfschiffen, heraus. Wir wollen hier jedoch die Untersuchung dadurch vereinfachen, daß wir erstens eine unendlich lange Kurbelstange voraussetzen, und daß wir zweitens von der constanten Nebenlast ganz absehen. Ist das Expansionsverhältniß nicht unter 2, so wird von den beiden Dampfmaschinen mindestens stets eine mit Expansion des Dampfes arbeiten, und wir können daher wieder jede, einem Umdrehungsquadranten entsprechende Periode aus zwei Theilen bestehend annehmen, nämlich aus einem Theile, wo nur eine Maschine mit Expansion arbeitet, und einem Theile, wo beide Maschinen mit expandirtem Dampfe arbeiten.

Doppelte Krummzapfen bei Expansions-Dampfmaschinen.

In dem ersten Theil der Bewegungsperiode verrichtet die eine Maschine

Digitized by Google

Doppelte Krummzapfen bei Expansions-Dampfmaschinen.

während der Umdrehung des Krummzapfens um den Winkel β die Arbeit $L_1 = Qr\,(1 - cos.\,\beta)$, dagegen die andere Maschine die Arbeit

$$L_2 = Qs\left(1 + Log.\,nat.\,[1 - cos.\,(90^0 + \beta)]\,\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$- Qs\left(1 + Log.\,nat.\,(1 - cos.\,90^0)\,\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$= Qs\left(Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2} - Log\;nat.\,\frac{\varepsilon}{2}\right)$$

$$= Qs\;Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta).$$

Da die Arbeit der Last P wieder $Pr\beta$ ist, so folgt für diesen Theil der Periode die die Umdrehungsgeschwindigkeit des Krummzapfens verändernde Leistung

$$L = L_1 + L_2 - Pr\beta$$
$$= Qr\,(1 - cos.\,\beta) + Qs\;Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta) - Pr\beta.$$

In dem zweiten Theile einer Umdrehungsperiode ist die Leistung der ersten Maschine

$$L_1 = Qs\left(1 + Log.\,nat.\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2}\right),$$

während L_2 unverändert $= Qs\;Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta)$ bleibt; man hat daher für diesen Theil

$$L = Qs\left(1 + Log.\,nat.\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2}\right) + Qs\;Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta) - Pr\beta$$

$$= Qs\left(1 + Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta)\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2}\right) - Pr\beta.$$

Der Beharrungszustand der Maschine fordert, daß für $\beta = \frac{\pi}{2}$, $L = 0$ sei; es ist folglich

$$\frac{Pr\pi}{2} = Qs\,(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon),\ \text{d. i.}$$

$$P = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{s}{r}\,(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon)\,Q,\ \text{oder, da}$$

$$\varepsilon = \frac{2r}{s},\ \text{also}\ \frac{s}{r} = \frac{2}{\varepsilon}\ \text{ist,}$$

$$P = \frac{4}{\pi}\,(1 + Log\;nat.\,\varepsilon)\,\frac{Q}{\varepsilon}.$$

Diesem zu Folge erhalten wir nun

1) für den Bewegungszustand während der Expansion einer Maschine

$$L = \left(1 - cos.\,\beta + \frac{2}{\varepsilon} Log\;nat.\,(1 + sin.\,\beta) - \frac{4\beta}{\pi\varepsilon}\,(1 + Log.nat.\,\varepsilon)\right)Qr,$$

also die entsprechende Geschwindigkeit

Digitized by Google

$$v = \left[1 + \left(1 - cos.\beta + \frac{2}{\varepsilon} Log.nat.(1 + sin.\beta) - \frac{4\beta}{\varepsilon\pi}(1 + Log.nat.\varepsilon)\right)\frac{Qr}{Mc^2}\right]c,$$

Doppelte Krummzapfen bei Expanſions-Dampfmaſchinen.

und

2) für den Bewegungszuſtand während der Expanſion beider Maſchinen

$$L = \left[\frac{2}{\varepsilon}\left(1 + Log.nat.(1 + sin.\beta)(1 - cos.\beta)\frac{\varepsilon}{2}\right) - \frac{4\beta}{\pi\varepsilon}(1 + Log.nat.\varepsilon)\right]Qr$$

$$= \left(1 + Log.nat.(1 + sin.\beta)(1 - cos.\beta)\frac{\varepsilon}{2} - \frac{2\beta}{\pi}(1 + Log.nat.\varepsilon)\right)\frac{2Qr}{\varepsilon},$$

alſo die entſprechende Geſchwindigkeit

$$v = \left[1 + \left(1 + Log.\,nat.\,(1 + sin.\,\beta)\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2} - \frac{2\beta}{\pi}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon)\right)\frac{2\,Qr}{\varepsilon Mc^2}\right]c.$$

Durch Differenziiren und Nullſetzen des Differenzialquotienten dieſer beiden Ausdrücke für v erhalten wir diejenigen Umdrehungswinkel, bei welchen v zum Maximum und Minimum werden. Es iſt

für 1) $$sin.\,\beta + \frac{2}{\varepsilon} \cdot \frac{cos.\,\beta}{1 + sin.\,\beta} - \frac{4}{\pi\varepsilon}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon) = 0,$$

d. i.

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\varepsilon}\left(\frac{2}{\pi}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon) - \frac{cos.\,\beta}{1 + sin.\,\beta}\right), \text{ und}$$

für 2) $$\frac{cos.\,\beta}{1 + sin.\,\beta} + \frac{sin.\,\beta}{1 - cos.\,\beta} - \frac{2}{\pi}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon) = 0,$$

oder $$cotg.\,\tfrac{1}{2}\beta + cotg.\,(45^0 + \tfrac{1}{2}\beta) = \frac{2}{\pi}(1 + Log.\,nat.\,\varepsilon).$$

Nehmen wir wieder das Expanſionsverhältniß $\varepsilon = 2$ an, ſo erhalten wir für die Winkel der Maximal- und Minimalgeſchwindigkeit zugleich, da in dieſem Falle ſtets nur eine Maſchine mit Expanſion arbeitet,

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\pi}(1 + Log.\,nat.\,2) - cotg.\left(45 + \frac{\beta}{2}\right), \text{ oder}$$

$$cotg.\left(45^0 + \frac{\beta}{2}\right) + sin.\,\beta = 1{,}07788;$$

es iſt hiernach

$$\beta = 30^0, 9' \text{ und } \beta = 79^0, 0',$$

und es ſind die entſprechenden Geſchwindigkeiten

$$v_2 = \left(1 + (0{,}13529 + Log.\,nat.\,1{,}50227 - 1{,}07788\,arc.\,30^0, 9')\frac{Qr}{Mc^2}\right)c$$

$$= \left(1 - 0{,}0249\,\frac{Qr}{Mc^2}\right)c, \text{ und}$$

Doppelte Krummzapfen bei Expansions-Dampfmaschinen.

$$v_1 = \left(1 + (0{,}80919 + Log.nat.\ 1{,}98163 - 1{,}07788\ arc.79^0)\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 + 0{,}0069\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Hiernach ist der Grad der Ungleichförmigkeit für dieses Expansionsverhältniß ($\varepsilon = 2$)

$$\delta = (0{,}0249 + 0{,}0069)\ \frac{Qr}{Mc^2} \doteq 0{,}0318\ \frac{Qr}{Mc^2}$$

$$= \frac{0{,}0318}{1{,}07788} \cdot \frac{Pr}{Mc^2} = 0{,}0295\ \frac{Pr}{Mc^2}.$$

Nehmen wir noch $\varepsilon = 3$, so erhalten wir

1) $\frac{2}{3}\ cotg.\left(45^0 + \frac{\beta}{2}\right) + sin.\beta = \frac{4}{3\pi}(1 + Log.nat.\ 3) = 0{,}89068$;

hiernach ist $\beta = 30^0, 47'$ und die entsprechende Minimalgeschwindigkeit

$$v_2 = \left(1 + (0{,}14089 + \tfrac{2}{3}\ Log.\ nat.\ 1{,}51179 - 0{,}89068\ .\ arc.\ 30^0,47')\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c$$

$$= \left(1 - 0{,}0621\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Ferner ist

2) $cotg.\ \frac{1}{2}\beta + cotg.\ (45^0 + \frac{1}{2}\beta) = \frac{2}{\pi}(1 + Log.\ nat.\ 3) = 1{,}3360$;

hiernach $\beta = 78^0, 8'$ und die entsprechende Maximalgeschwindigkeit

$$v_1 = \left[1 + \left(1 + Log.\ nat.\ 1{,}97863\ .\ 0{,}79137\ .\ \frac{3}{2} - 1{,}3360\ .\ arc.\ 78^0,8'\right)\ \frac{2Qr}{3Mc^2}\right] c$$

$$= \left(1 + 0{,}0238\ \frac{Qr}{Mc^2}\right) c.$$

Es ist folglich für dieses Expansionsverhältniß der Grad der Ungleichförmigkeit

$$\delta = (0{,}0621 + 0{,}0238)\ \frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}0859\ \frac{Qr}{Mc^2}$$

$$= \frac{0{,}0859}{0{,}89068} \cdot \frac{Pr}{Mc^2} = 0{,}0964\ \frac{Pr}{Mc^2}.$$

Folgende Tabelle enthält die Ungleichförmigkeitsgrade für die Expansionsverhältnisse 2, 3, 4, 5, 6.

Digitized by Google

Doppelte Krummzapfen bei Expanſions-Dampfmaſchinen.

Expanſionsverhältniſſe ε . .	2	3	4	5	6
Ungleichförmigkeitsgrade δ .	0,0295	0,0964	0,1359	0,1643	0,1824 $\frac{Pr}{Mc^2}$.

Wir erſehen aus den vorſtehenden Entwickelungen und Zuſammenſtellungen, daß bei gleichem $\frac{Pr}{Mc^2}$, d. i. daß unter gleichen Umſtänden und Verhältniſſen, die Ungleichförmigkeit in der Umdrehungsbewegung der Krummzapfen um ſo mehr zunimmt, je weiter die Expanſion des Dampfes geſteigert wird, daß daher umgekehrt, bei gleichem Gange der Maſchine, die träge Maſſe M derſelben um ſo größer gemacht werden muß, je mehr der Dampf durch Expanſion wirkt. Dieſe träge Umdrehungsmaſſe M erhalten wir in den ſogenannten Schwungrädern, von welchen jedoch erſt in dem ſiebenten Kapitel die Rede ſein kann.

Schlußanmerkung. Die Literatur über die Theorie der Krummzapfen iſt ziemlich ausgedehnt. Der Verfaſſer hat dieſelbe vollſtändig mitgetheilt in einer größeren Abhandlung mit dem Titel: »Ueber die Theorie des Krummzapfens« im polytechn. Centralblatte, Jahrgang 1843, Band 1. Die erſte richtige Theorie haben wir Eytelwein zu danken; vor und ſelbſt nach Eytelwein iſt vieles Unrichtige namentlich in Betreff des Einfluſſes der Geſtängmaſſe auf den Gang dieſer Maſchine geſchrieben worden. Dieſe Maſchine iſt hier wegen ihrer Wichtigkeit ausführlicher behandelt worden, als in anderen Werken über Mechanik. Nur Morin beſpricht in dem dritten Theile ſeiner Leçons de mécanique pratique die Theorie des Krummzapfens ausführlich; er entwickelt jedoch dieſelbe nur auf dem Wege des Conſtruirens.

Viertes Kapitel.

Von den Gerad- oder Senkrechtführungen bei der Verwandlung der Kreisbewegung in die geradlinige, und umgekehrt, bei der Umſetzung der geradlinigen Bewegung in die kreisförmige.

Feſte Leitung.

§. 121. Um die drehende Bewegung eines Krummzapfens oder die ſchwingende Bewegung eines Balanciers oder Hebels in eine möglichſt geradlinig abſetzende Bewegung umzuändern, oder umgekehrt, um aus der letzteren Bewegung eine der erſteren Bewegungen abzuleiten, iſt es nöthig, den Kopf der in ihrer Axe auf und nieder oder hin und her zu bewegen-

Digitized by Google

Feste Leitung.

den Stange in einer besonderen Führung gehen zu lassen. Diese Führung besteht entweder in unbeweglichen Leitungsstücken, oder sie ist aus einer Hebelsverbindung zusammengesetzt.

Eine feste oder unbewegliche Führung führt Fig. 247 vor Augen. Es sind hier an dem Bolzen, welcher die Kurbelstange AB mit der Kolbenstange BF verbindet, zwei Frictionsräder, wie B, angeschoben, welche genau in zwei Leitungsrahmen, wie BG passen, und in denselben während der Umdrehung des Krummzapfens CA auf und nieder gehen.

Zuweilen hat man statt der Frictionsräder ein Querhaupt DCD auf die Kolbenstange aufgesetzt, welches sich in den Leitungsrahmen EF, EF entweder gleitend bewegt, oder an seinen Enden mit Frictionsrädchen D und D, Fig. 248 versehen ist.

Fig. 247.

Fig. 248.

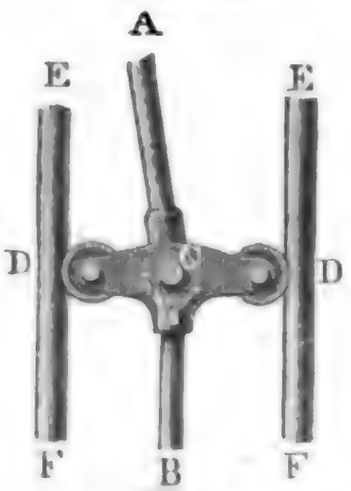
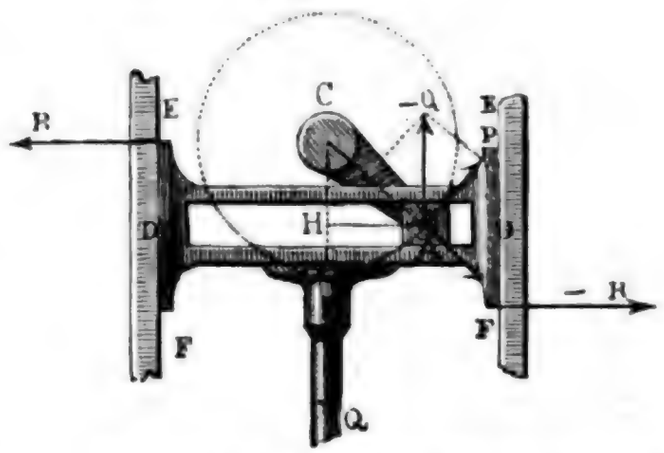


Fig. 249.



Wenn man das Querhaupt DD, Fig. 249, mit einem Schlitz zur Aufnahme des Warzenkopfes A versieht, so kann man auch die Kurbelstange ganz entbehren. Es tritt hier dasselbe Bewegungsverhältniß ein, als wenn die Kurbelstange unendlich lang wäre; jedoch haben wir hier noch eine bedeutende Seitenreibung des Querhauptes in seiner Leitung EF, EF zu überwinden. Da die Stangenkraft Q und der vertikale Component $— Q = P : \sin. \beta$ ein Kräftepaar bilden, welches nur durch ein anderes Kräftepaar aufgehoben werden kann, so drückt das Querhaupt in seinen diagonal gegenüber liegenden Endpunkten E und F gegen die Führung mit den Kräften R und $— R$, und hat daher bei seinem Auf- und Niedergange die Rei-

Digitized by Google

bung $F = 2\varphi R$ zu überwinden. Der Hebelarm des Kräftepaares $(Q, -Q)$ ist $AH = r \sin. \beta$, der des Kräftepaares $(R, -R)$ hingegen, ist die Höhe $EF = a$ des Querhauptes; man hat folglich $Ra = Qr \sin. \beta$, Feste Leitung.

$$\text{also } R = \frac{r Q \sin. \beta}{a} \text{ und die veränderliche Reibung}$$

$$F = 2\varphi \frac{r}{a} Q \sin. \beta, \text{ deren mittlerer Werth aber nach §. 99}$$

$$F = \varphi \frac{r}{a} Q \text{ zu setzen ist.}$$

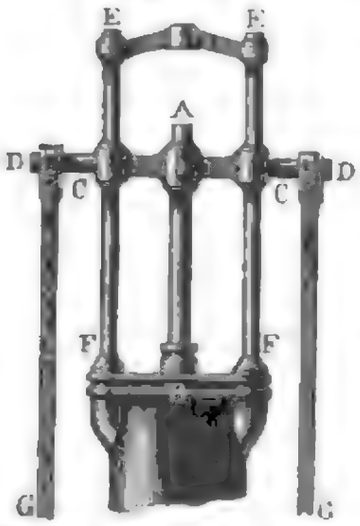
Wenn hiernach die Höhe a des Querhauptes nicht groß ist, so kann diese Seitenreibung desselben in der Führung sehr ansehnlich ausfallen.

Man wendet diese Construction in neueren Zeiten bei direct wirkenden Dampfpumpen an, wo das Querhaupt als Verbindungsstück der Kolbenstangen beider Maschinen und der Krummzapfen nur zum Anschluß eines Schwungrades dient. Da hier die Kolbenstange der Pumpe mit der der Dampfmaschine einerlei Axenlinie hat, so fällt natürlich bei Maschinen ohne Expansion die excentrische Wirkung der Kraft Q weg. Ist aber Q variabel, wie z. B. bei Expansionsdampfmaschinen, so wird allerdings durch die excentrische Wirkung des regulirenden Krummzapfens eine Seitenreibung F hervorgebracht werden.

Fig. 250.

§. 122. Eine einfache und bei Pumpen und Feuerspritzen häufig vorkommende Führung besteht in der Anwendung von cylindrischen Leitungsbüchsen. Eine solche Leitung zeigt z. B. Fig. 250. Es hat hier die Kolbenstange AB ein cylindrisches Verlängerungsstück AD, welches durch die Leitungsbüchse CC hindurch geht, während die gegabelte und durch das Querhaupt FAF mit der Kolbenstange verbundene Kurbelstange $FEGEF$ mit ihren Zinken EF und EF über diese Büchse weggreift.

Fig. 251.



Bei der Leitung in Fig. 251 bilden die Leitungsbüchsen C und C Theile des Querhauptes DAD der Kolbenstange AB, und es umfassen dieselben cylindrischen Leitungsstangen EF, EF, an denen sie mittelst der Kurbelstangen DG, DG auf und nieder geschoben werden.

Zuweilen läßt man auch die von einem Hebel CD mittelst eines Bolzens D auf und nieder geführte Stange AB, Fig. 252 (auf folgender Seite), zwischen Walzen E, E und F, F laufen.

Digitized by Google

Feste Leitung.

Wenn man den Balancier oder Hebel CAB, Fig. 253, mit einem

Fig. 252.

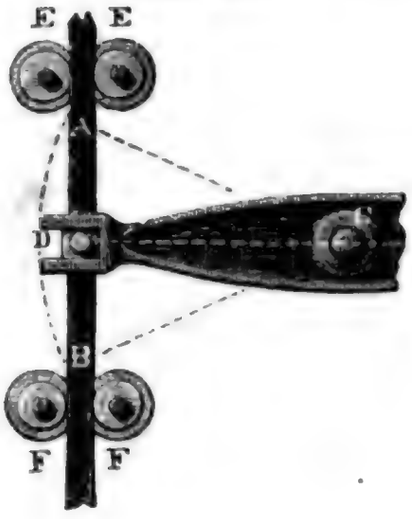
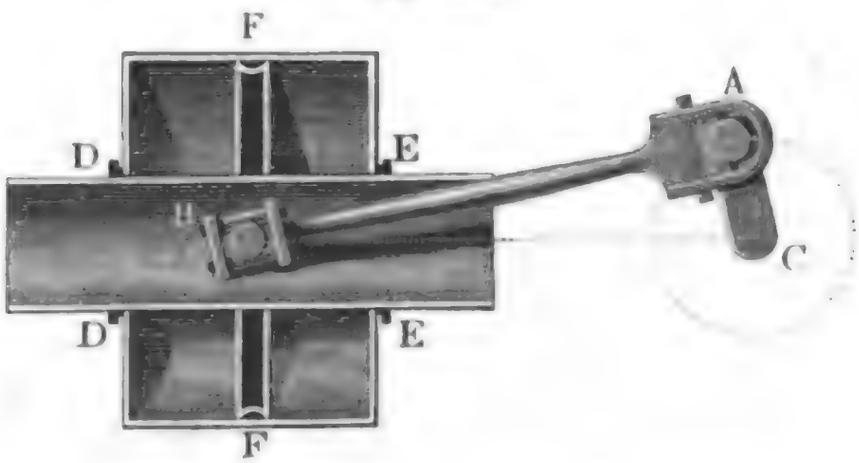


Fig. 253.

Krümmling oder Bogen AB versieht, und die Stange mittelst Ketten ADE an den letzteren anschließt, so ist natürlich eine besondere Führung gar nicht nothwendig. Wendet man aber statt der Ketten einen gezahnten Bogen und ein gezahntes Stangenende an, so muß man wenigstens eine Leitungswalze auf der entgegengesetzten Seite der Stange anbringen. Des leichten Abbrechens und schnellen Abführens der Zähne wegen wendet man jedoch bei absetzenden Bewegungen Verzahnungen nicht gern an.

In der neuesten Zeit kommen auch Dampfmaschinen mit hohlen Kolbenstangen DBE, Fig. 254, wo die Stopfbüchsen zugleich als Leitungsbüchsen

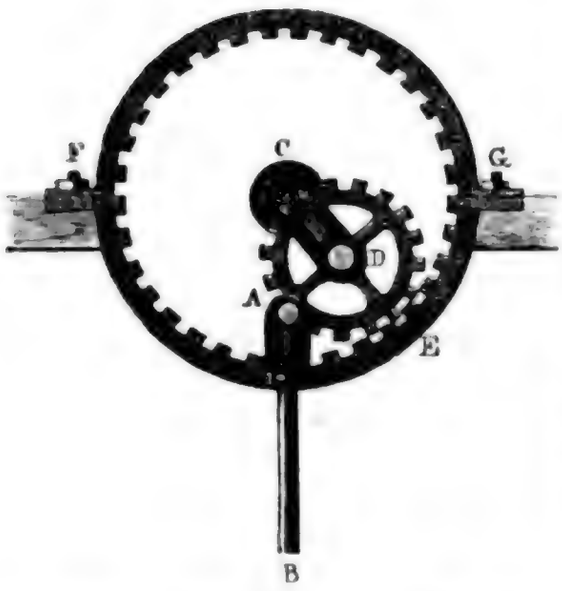
Fig. 254.



dienen, zur Anwendung. Es wird hier die röhrenförmige Kolbenstange in ihrer Mitte mittelst eines Bolzens B von der Kurbelstange erfaßt. Diese, in England unter dem Namen Trunk-engines bekannten Dampfmaschinen gewähren den Vortheil der bedeutenden Raumersparniß, da hier die Kurbelwelle dem Dampfcylinder ganz nahe zu liegen kommt.

Digitized by Google

Fig. 255.



Feste Leitung.

Anmerkung. Zur Geradführung einer Stange oder eines Rahmens hat man auch das Hypocycloidenrad angewendet. Es ist hier an die Warze *D* eines um *C* sich drehenden Krummzapfens ein Zahnrad *AE* angesteckt, das in ein festliegendes doppelt so hohes Zahnrad *FEG* eingreift. Bei Umdrehung des Krummzapfens wälzt sich dann das Rad *ADE* so in dem gezahnten Kranze *FEG*, daß jeder Punkt im Umfange desselben in einem, und der Aufhängepunkt *A* der Kolbenstange *AB* insbesondere, in dem vertikalen Durchmesser des gezahnten Kranzes hin- und zurückläuft.

Gegenlenker.

§. 123. Aus Hebeln und Stangen zusammengesetzte Führungen wendet man vorzüglich bei größeren Maschinen an, weil es leichter ist, eine sichere Drehungsbewegung herzustellen, als eine genaue und dauerhafte geradlinige Bewegung.

Fig. 256.

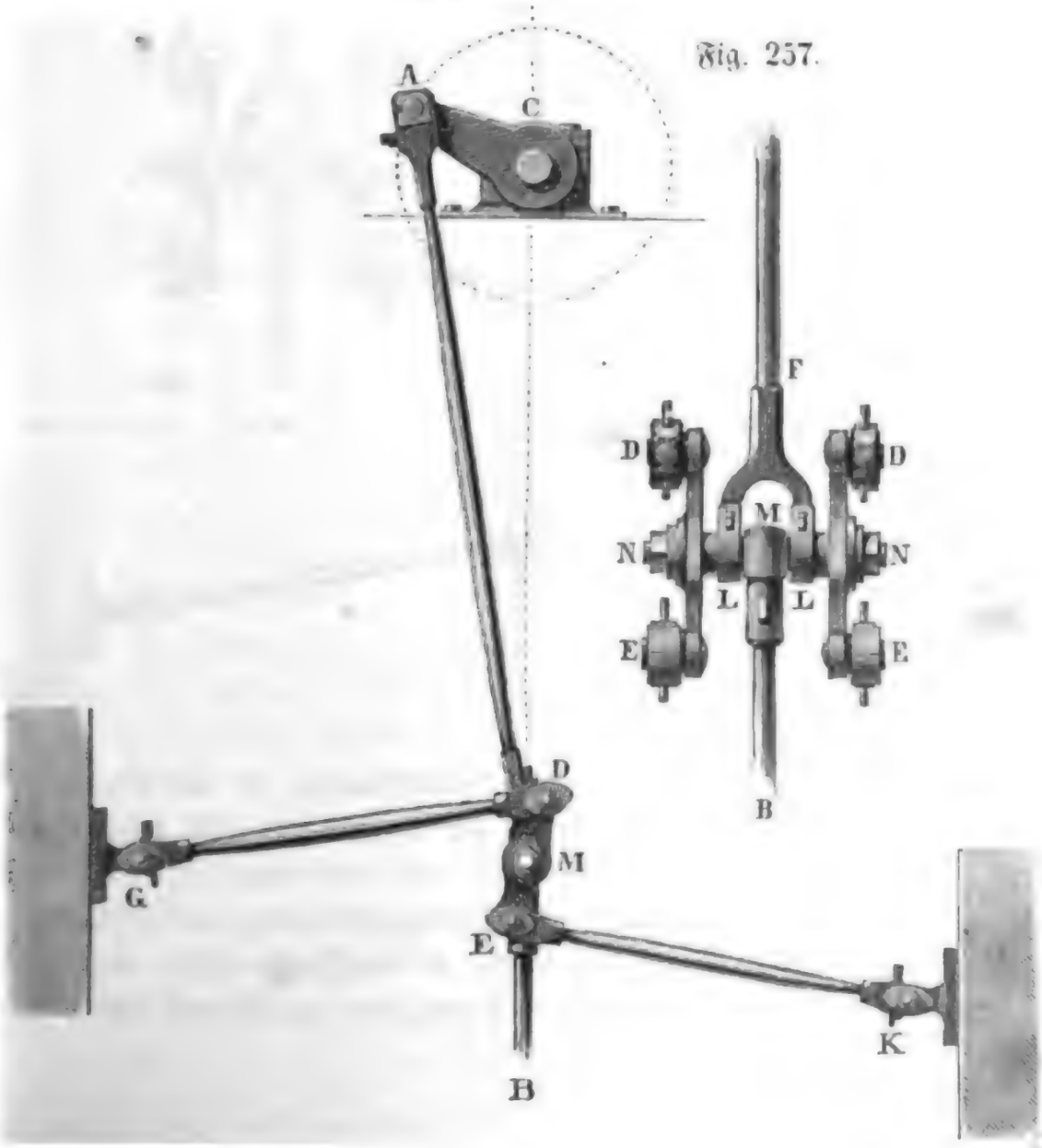
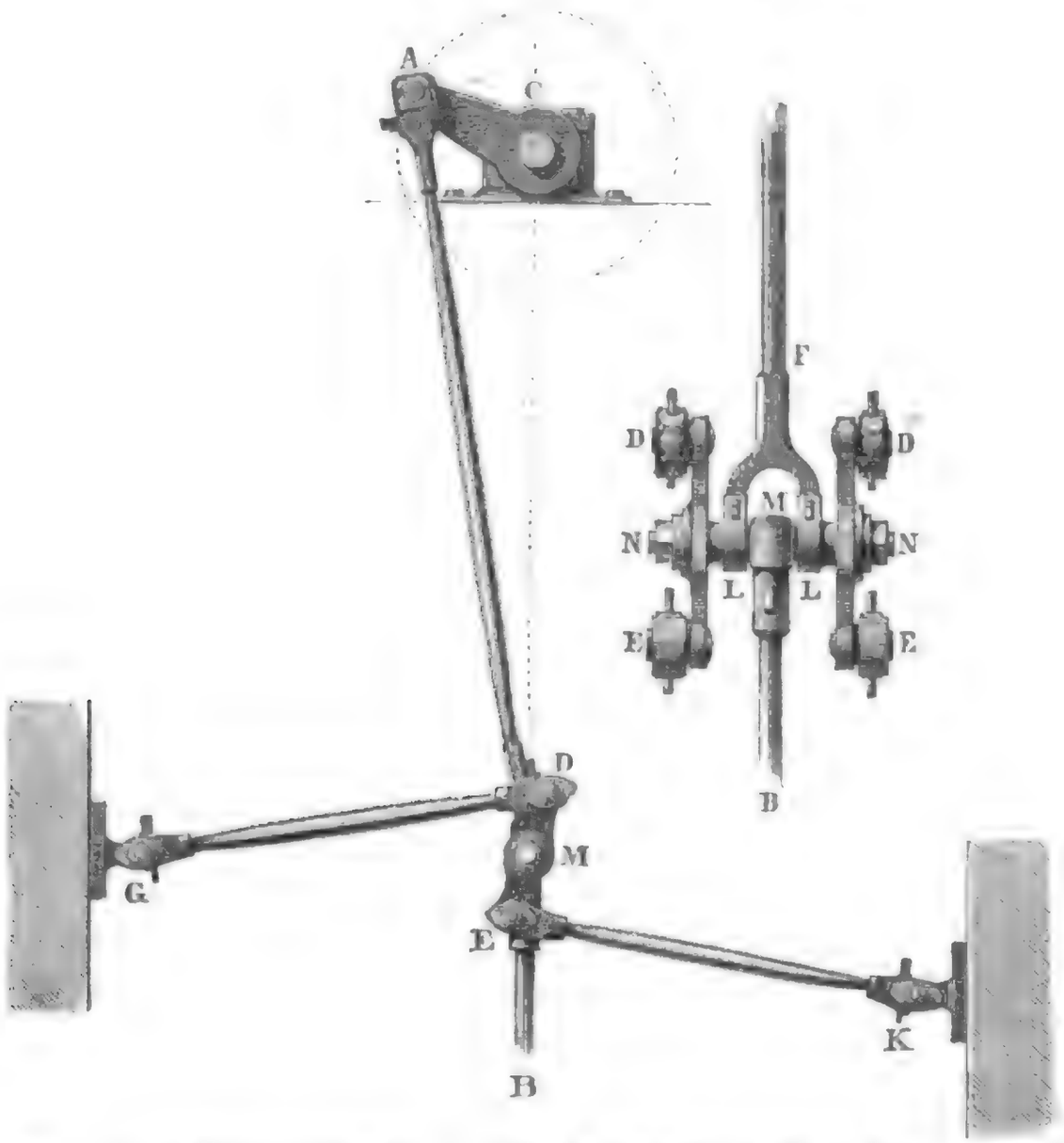


Fig. 257.

Digitized by Google

Gegenlenker. Die einfachste Geradführung dieser Art ist die mit zwei gleichen Lenkern oder Gegenlenkern (franz. guides; engl. rods). Zwei gleiche Hebel oder Lenkarme DG und EK, Fig. 258, welche sich um die festen Axen G und K drehen, sind hier durch ein Gelenk DE (franz. joint, fléau, article; engl. link) mit einander verbunden, und in der Mitte M dieses Gelenkes ist nicht allein die Kolbenstange MB aufgehangen, sondern auch das Ende der Kurbelstange AM angeschlossen. Während der Aufhängepunkt M durch die Kurbelstange auf- und niedergeführt wird, macht jeder Lenker eine Schwingung auf- und abwärts und erhält dabei den Punkt M nahe in einer und derselben Vertikallinie.

Fig. 258. Fig. 259.

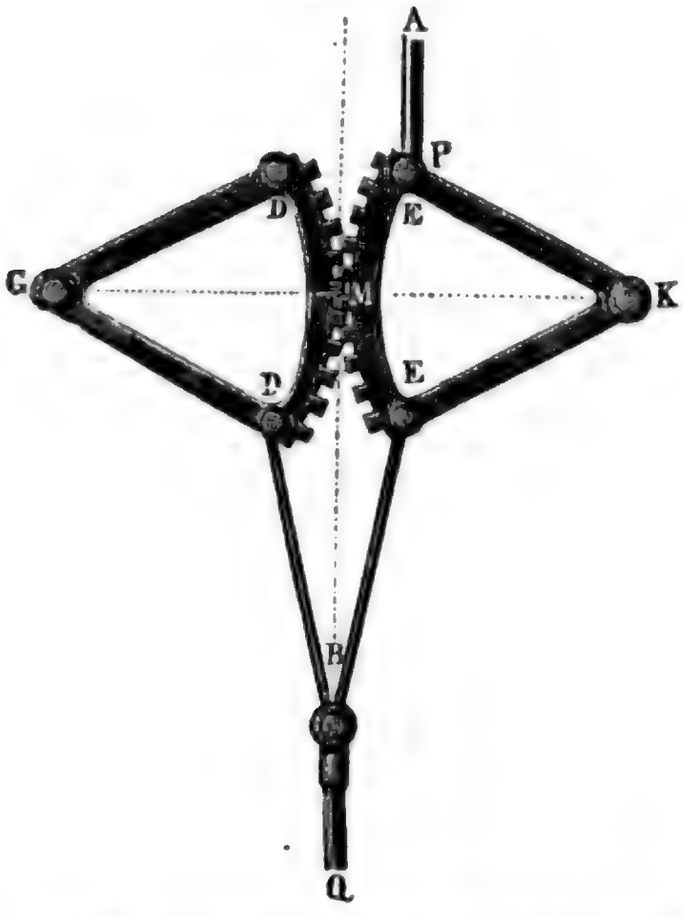


Die genaue Zusammensetzung dieser Geradführung ist aus Fig. 259 zu entnehmen. Das gabelförmige Ende der Kurbelstange ist mittelst eines Bügels LFL (wie in Fig. 231) an die von dem Querhaupte der Kolbenstange MB gebildete Axe NN angeschlossen, und die Gelenke DE, DE sind mit ihren Augen in der Mitte an die Enden dieser angeschoben. Die Schrauben N, N verhindern das Herabgehen der Gelenke von der Axe

Digitized by Google

NMN und die Bolzen oder Warzen D, E, D, E dienen zum Anschluß der zwei Paar Lenkarme an die Gelenke. Die Verdoppelung der Gelenke und Lenkarme ist nöthig, um das seitliche Wanken der Kurbelstange MB zu verhindern. Gegenlenker.

Fig. 260.



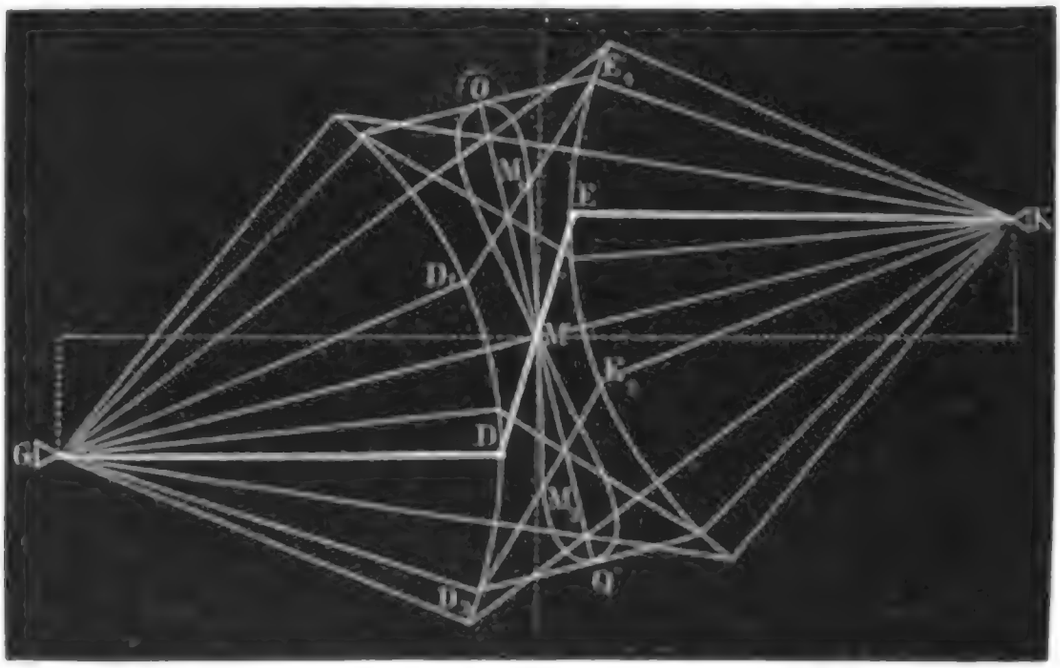
Anmerkung. Wenn man zwei einander genau gegenüberstehende Hebel oder Lenker GDD und KEE, Fig. 260, mit gezahnten Zirkelstücken DMD und EME versieht, so daß beide Hebel gleiche Schwingungen machen müssen, so wird der Kopf B der vollkommen symmetrisch an beide Lenker angehangenen Kolbenstange BQ genau in einer geraden Linie bewegt werden. Die Kurbelstange AP kann entweder nur an einen oder an beide Lenker zugleich angeschlossen werden. Statt der gezahnten Sectoren kann man auch einfache Zirkelstücke anwenden und dieselben durch Ketten mit einander verbinden. Wegen ihrer Complication wendet man jedoch diese übrigens geometrisch richtige Geradführung nicht gern an.

§. 124. Die aus einfachen Gelenken und Lenkern zusammengesetzten Mechanismen, und also auch die in Fig. 258 abgebildete Geradführung geben niemals eine vollkommen geradlinige Bewegung, sondern beschreiben ein Stück einer der 8 ähnlichen in das Geschlecht der Lemniscaten oder Schleifenlinien (franz. und engl. lemiscates) gehörenden Curven. Wenn man den aus dem Gelenk DE, Fig. 261 (s. f. S.), und aus den Lenkarmen GD und KE bestehenden Mechanismus in alle möglichen Lagen bringt, so durchläuft der Mittelpunkt des Gelenkes oder Aufhängepunkt M der Kolbenstange die vollständige Lemniscate MOQ, läßt man aber die Lenkarme GD und KE nur um die Winkel D_1GD_2 und E_1KE_2 schwingen, so gelangt das Gelenk DE nur in die äußersten Lagen D_1E_1 und D_2E_2, und es bewegt sich M nur in dem einer geraden Linie nahe kommenden Bogen M_1MM_2 auf und nieder. Es ist hiernach leicht zu ermessen, daß die Bewegung des Stangenkopfes M um so mehr von einer geraden Linie abweicht, je größer die Schwingungswinkel sind und je kürzer das Gelenk in Hinsicht auf die Armlänge ist.

Digitized by Google

Gegenlenker. Damit ſich der von dem Aufhängepunkte M beſchriebene Lemniſcatenbogen ſo viel wie möglich an die gerade Hublinie anſchließe, damit alſo die Seitenabweichung der Kolbenſtangenbewegung ſo klein wie möglich ausfalle, ſtellt

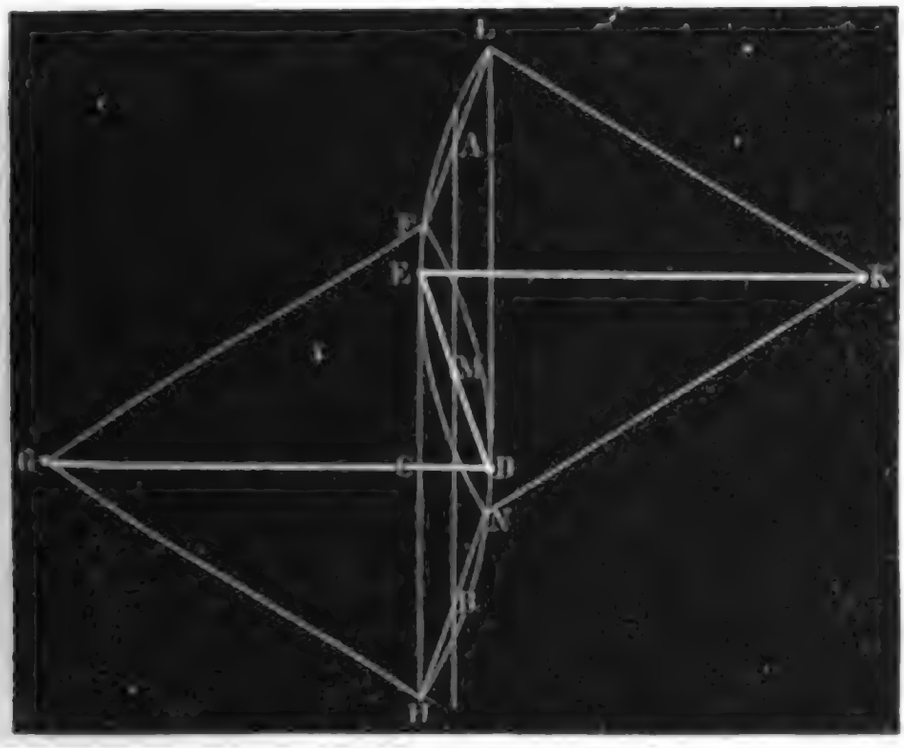
Fig. 261.



man das Gelenk und die Lenkarme ſo gegen einander, daß dieſe Seitenabweichung im höchſten, mittleren und tiefſten Stande der Lenkarme Null ausfällt, daß alſo der Mittelpunkt M des Gelenkes bei jeder dieſer drei Stellungen in die Axenrichtung der Kolbenſtange fällt. Bei dieſer Anordnung ſind die Lenkarme GD und KE im halben Hube winkelrecht zur Stangenaxe, liegen alſo horizontal, wenn dieſe eine vertikale Linie bildet, und es befindet ſich der Aufhängepunkt der Stange im Knoten M der Schleifenlinie, wogegen er beim höchſten und tiefſten Kolbenſtande um den halben Kolbenhub von dem Knoten M abſteht. Wie hiernach die Conſtruction dieſer Senkrechtführung vorzunehmen iſt, wird aus Fig. 262 hervorgehen. Man zeichne zuerſt die Mittellage GD eines Lenkarmes, beſchreibe dann mit demſelben aus ſeiner Drehungsaxe G einen Kreisbogen und begrenze dieſen durch die Sehne FH, welche dem gegebenen Kolbenhube s gleich iſt, und von GD rechtwinkelig in zwei gleiche Theile $CF = CH = \frac{s}{2}$ getheilt wird. Nun ſchneide man mit der Länge a des Gelenkes aus D in FH das Stück DE ab, welches zugleich die mittlere Stellung des Gelenkes angiebt, ziehe ferner EK parallel GD und mache auch $EK = GD$, ſo iſt EK der zweite oder Gegenlenker und K die Drehungsaxe deſſelben. Man kann nun auch aus K den Schwingungsbogen $LEN = FDH$ beſchreiben, ſo wie die unter ſich parallelen Gelenklagen FL und HN beim höchſten und tiefſten Kolbenſtande angeben, und durch den Mittelpunkt M des Gelenkes die den Sehnen FH und LN parallele Hublinie AB ziehen. Es

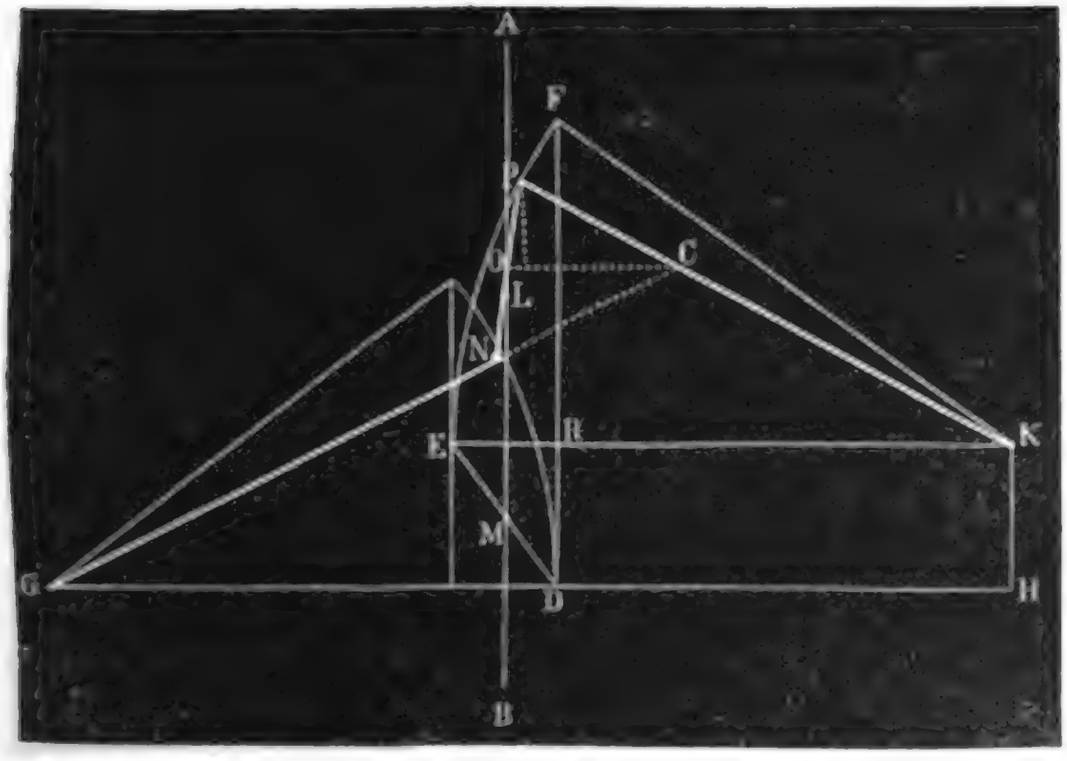
sind dann *A*, *M* und *B* die drei Stellen, welche der Aufhängepunkt der Kolbenstange beim höchsten, mittleren und tiefsten Stande einnimmt. Gegenlenker.

Fig. 262.



§. 125. Von Wichtigkeit ist es, die **größte Seitenabweichung** des Aufhängepunktes *O* der Kolbenstange von der mittleren Hublinie *AB*, Fig. 263, zu kennen. Wenn auch dieselbe in der Regel sehr klein und in Seitenabweichung der Gegenlenker.

Fig. 263.



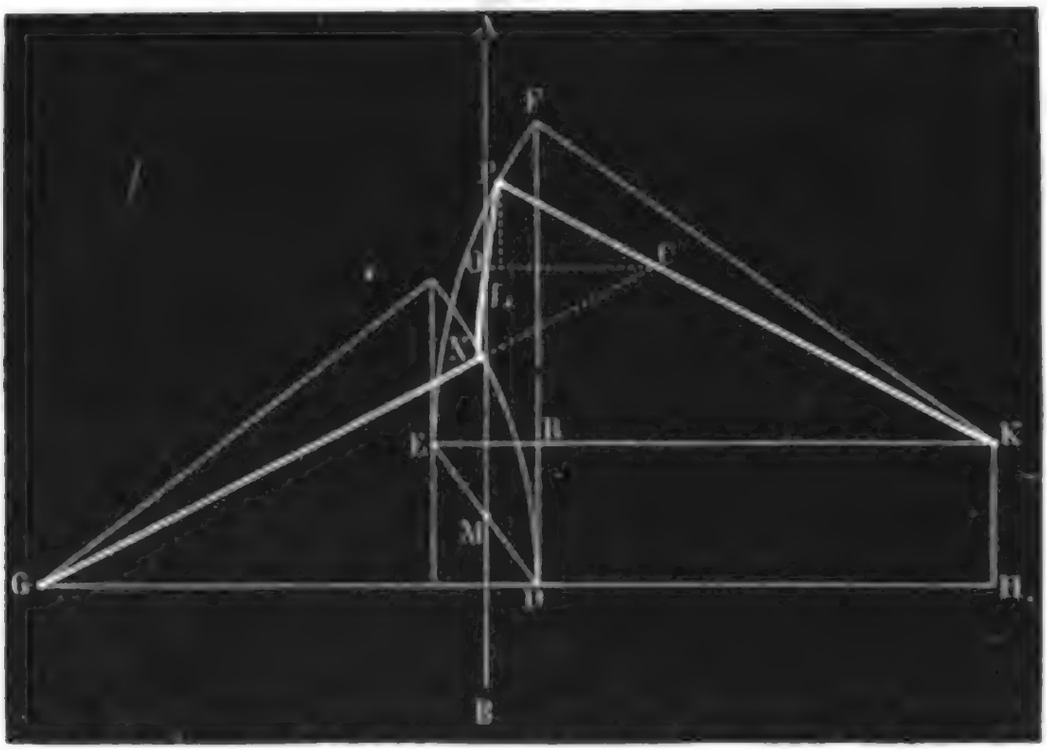
der Zeichnung kaum bemerkbar ist, so ist es doch nöthig, sich einen algebraischen Ausdruck für dieselbe zu verschaffen, um zu erfahren, durch welche

Digitized by Google

Seiten-abweichung der Gegenlenker.

Verhältniſſe dieſelbe möglichſt herabgezogen werden kann. Jedenfalls iſt dieſer Abſtand an derjenigen Stelle der Lemniſcate am größten, wo dieſelbe parallel mit der mittleren Hublinie AB läuft (vergl. I., Art. 9 der analyt. Hülfslehren). Da ſich aber nach I., §. 96, das Gelenk um den veränder-

Fig. 264.



lichen Punkt C dreht, in welchem ſich die Richtungen der Lenkarme GN und KP ſchneiden, ſo iſt die Stelle O der Maximalabweichung diejenige, welche mit dieſem Drehungspunkt C in einer Normalen zur Hublinie AB oder in einer Parallelen zur Mittellage GD oder KE liegt. Unter dieſer Vorausſetzung läßt ſich nun die Stelle der größten Abweichung wie folgt ermitteln.

Es ſeien die Lenkerlängen $GD = GN$, ſo wie $KE = KP$, $= a$, ferner ſei die Gelenklänge $DE = NP = d$, und es ſeien die Coordinaten zwiſchen den Drehungspunkten G und K, rechtwinkelig und parallel zur Hublinie AB genommen, $GH = b$ und $HK = c$, endlich ſeien die Neigungswinkel der Lenkarme und des Gelenkes gegen die Mittellagen DG und KE, bei der größten Seitenabweichung folgende:

$$NGD = \alpha, \quad PKE = \alpha_1 \quad \text{und} \quad POC = \delta.$$

Zunächſt gelten folgende Gleichungen:

$$GH = b = a\cos.\alpha + d\cos.\delta + a\cos.\alpha_1, \quad \text{d. i.}$$

$$1)\quad b = a(\cos.\alpha + \cos.\alpha_1) + d\cos.\delta, \quad \text{und}$$

$$HK = c = a\sin.\alpha + d\sin.\delta - a\sin.\alpha_1, \quad \text{d. i.}$$

$$2)\quad c = d\sin.\delta - a(\sin.\alpha_1 - \sin.\alpha).$$

Ferner iſt wegen des Parallelismus zwiſchen OC und EK oder GD, die Höhe $PL = PO\sin.\delta = CP\sin.\alpha_1$, oder da $PO = \frac{1}{2}PN$

Digitized by Google

und $\frac{CP}{PN} = \frac{\sin. CNP}{\sin. NCP} = \frac{\sin. (\delta - \alpha)}{\sin. (\alpha_1 + \alpha)}$ iſt,

Seiten-abweichung der Gegenlenker.

$$3)\ \frac{\sin. \delta}{\sin. \alpha_1} = \frac{2 \sin. (\delta - \alpha)}{\sin. (\alpha_1 + \alpha)}.$$

Es iſt zu erwarten, daß an der Stelle, wo die Seitenabweichung am größten ausfällt, das Gelenk ziemlich aufrecht ſteht, daß alſo δ nahe $= 90^0$, alſo $\sin. \delta = 1$ und dagegen α_1 nahe $= \alpha$, alſo $\cos. (\alpha_1 - \alpha) = 1$ iſt; deshalb können wir auch dieſe drei Gleichungen in folgende umändern.

Die erſte Gleichung giebt

$$\cos. \alpha_1 + \cos. \alpha = \frac{b - d \cos. \delta}{a},$$

oder nach »Ingenieur«, Seite 223,

$$2 \cos. \left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \cos. \left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) = \frac{b - d \cos. \delta}{a};$$ es iſt

folglich $\cos. \left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) = \frac{b - d \cos. \delta}{2a}$ zu ſetzen.

Die zweite Gleichung giebt dagegen

$$\sin. \alpha_1 - \sin. \alpha = \frac{d \sin. \delta - c}{a},$$ oder

$$\cos. \left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \sin. \left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) = \frac{d - c}{2a};$$

es reſultirt folglich aus der Verbindung beider Gleichungen

$$\sin. \left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) = \frac{d - c}{b - d \cos. \delta}.$$

Die dritte Gleichung läßt ſich auf folgende Weiſe umformen:

$$\sin. (\alpha_1 + \alpha) = 2 \sin. \alpha_1 \sin. (\delta - \alpha),$$

$$\sin. \alpha_1 \cos. \alpha + \cos. \alpha_1 \sin. \alpha = 2 \sin. \alpha_1 (\cos. \alpha - \cos. \delta \sin. \alpha),$$

oder $2 \sin. \alpha \sin. \alpha_1 \cos. \delta = \sin. (\alpha_1 - \alpha)$; es iſt alſo hiernach

$$\sin. \left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) \text{ auch } = \sin. \left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right)^2 \cos. \delta$$

$$= \left[1 - \left(\frac{b - d \cos. \delta}{2a}\right)^2\right] \cos. \delta$$

zu nehmen.

Setzt man endlich dieſe beiden Werthe für $\sin. \left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right)$ einander gleich, ſo erhält man die Gleichung

$$\left[1 - \left(\frac{b - d \cos. \delta}{2a}\right)^2\right] \cos. \delta = \frac{d - c}{b - d \cos. \delta},$$

Digitized by Google

Seitenabweichung der Gegenlenker.

und es ist hiernach, wenn man die Potenzen von $cos.\,\delta$ vernachlässigt,

$$cos.\,\delta = \frac{d-c}{b\left(1-\frac{b^2}{4a^2}\right)}.$$

Wenn man noch die Bogenhöhe ER durch e bezeichnet, so hat man

$b = GD + RK = GD + EK - ER = 2a - e$, daher

$b^2 = 4a^2 - 4ae + e^2$ und

$$\frac{b^2}{4a^2} = 1 - \frac{e}{a} + \frac{e^2}{4a^2}, \text{ also annähernd}$$

$$1 - \frac{b^2}{4a^2} = \frac{e}{a} \quad \text{und} \quad cos.\,\delta = \frac{a(d-c)}{be}.$$

Mit Hülfe dieses Winkels kann man nun auch die Winkel α und α_1 finden; es ist

$$cos.\,\alpha = cos.\left(\frac{\alpha_1+\alpha}{2}\right) - sin.\left(\frac{\alpha_1+\alpha}{2}\right) sin.\left(\frac{\alpha_1-\alpha}{2}\right)$$

$$= \frac{b - d\,cos.\,\delta}{2a} + cos.\,\delta\left[sin.\left(\frac{\alpha_1+\alpha}{2}\right)\right]^3$$

$$= \frac{b - d\,cos.\,\delta}{2a} + cos.\,\delta\left[1 - \left(\frac{b - d\,cos.\,\delta}{2a}\right)^2\right]^{3/2}, \text{ d. i.}$$

$$cos.\,\alpha = \frac{b}{2a} - \left[\frac{d}{2a} - \left(\frac{e}{a}\right)^{3/2}\right] cos.\,\delta \quad \text{und}$$

$$cos.\,\alpha_1 = \frac{b}{2a} - \left[\frac{d}{2a} + \left(\frac{e}{a}\right)^{3/2}\right] cos.\,\delta.$$

§. 126. In der Regel ist der Hub $s = 2FR$ und die Gelenklänge $DE = NP = d$, sowie der Elongations- oder halbe Schwingungswinkel $EKF = \frac{\beta}{2}$ gegeben, und man hat nun hieraus die übrigen Größen der Geradführung zu finden.

Zunächst ist die Armlänge

$$1)\ a = \frac{s}{2\,sin.\,\frac{\beta}{2}},$$

wobei man, um keine zu große Seitenbewegung zu erhalten, β nicht über 30 Grad nimmt.

Nun folgt die Bogenhöhe oder Seitenbewegung des Lenkers

$$2)\ e = a\left(1 - cos.\,\frac{\beta}{2}\right) = a - \sqrt{a^2 - \frac{s^2}{4}},$$

annähernd, $e = \frac{s^2}{8a}$.

Digitized by Google

Seiten-abweichung der Gegenlenker.

Ferner ist der Horizontalabstand zwischen den Drehungsaxen G und K der Lenkarme

3) $b = 2a - e = 2a - \frac{s^2}{8a}$,

und dagegen der vertikale Abstand HK zwischen diesen Punkten

4) $c = \sqrt{d^2 - e^2}$, annähernd $c = d - \frac{e^2}{2d}$.

Nun folgt für die größte Seitenabweichung des Stangenkopfes

5) $cos.\delta = \frac{a(d-c)}{be} = \frac{ae}{2bd}$,

6) $cos.\alpha = \frac{b}{2a} - \left[\frac{d}{2a} - \left(\frac{e}{a}\right)^{3/2}\right] \frac{ae}{2bd}$

$= \frac{b}{2a} - \frac{e}{4b} + \frac{e^2}{2bd}\sqrt{\frac{e}{a}}$ und

7) $cos.\alpha_1 = \frac{b}{2a} - \frac{e}{4b} - \frac{e^2}{2bd}\sqrt{\frac{e}{a}}$,

endlich aber diese Seitenabweichung selbst

8) $f = \frac{b}{2} - a\,cos.\alpha - \frac{d}{2}\,cos.\delta$

$= \frac{b}{2} - \frac{b}{2} + \frac{ae}{4b} + \frac{ae^2}{2bd}\sqrt{\frac{e}{a}} - \frac{ae}{4b} = \frac{ae^2}{2bd}\sqrt{\frac{e}{a}}$;

oder annähernd, wenn man $b = 2a$ setzt,

8*) $f = \frac{e^2}{4d}\sqrt{\frac{e}{a}}$.

Hat das Gelenk eine aufrechte oder der Hublinie parallele Lage, ist also $\delta = 0$, so ist

$$cos.\alpha_1 = cos.\left(\frac{\alpha + \alpha_1}{2}\right) - sin.\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) sin.\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right)$$

$$= \frac{b}{2a} - \frac{d-c}{2a} \cdot \frac{sin.\left(\frac{\alpha_1+\alpha}{2}\right)}{cos.\left(\frac{\alpha_1+\alpha}{2}\right)} = \frac{b}{2a} - \frac{d-c}{b}\sqrt{\frac{e}{a}},$$

und daher die entsprechende Seitenabweichung von der mittleren Hublinie AB:

$f = \frac{b}{2} - a\,cos.\alpha_1 = \frac{a(d-c)}{b}\sqrt{\frac{e}{a}} = \frac{e^2}{4d}\sqrt{\frac{e}{a}}$, d. i. gleich der oben gefundenen Maximalabweichung.

Wir können also annehmen, daß schon bei der senkrechten Lage eines Gelenkes die Abweichung nahe ein Größtes und zwar

Digitized by Google

Seitenabweichung der Gegenlenker.

$$f = \frac{e^2}{4d}\sqrt{\frac{e}{a}} = \frac{a^2}{4d}\left(1-\cos.\frac{\beta}{2}\right)^2\sqrt{1-\cos.\frac{\beta}{2}}$$

$$= \frac{a^2\sqrt{2}}{d}\left(\sin.\frac{\beta}{4}\right)^5 = \frac{s^2\sqrt{2}}{4d}\,\frac{\left(\sin.\frac{\beta}{4}\right)^5}{4\left(\sin.\frac{\beta}{4}\cos.\frac{\beta}{4}\right)^2},$$

$$\doteq \frac{s^2}{16d}\sqrt{2}\,.\left(\sin.\frac{\beta}{4}\right)^3 = 0{,}0884\,\frac{s^2}{d}\left(\sin.\frac{\beta}{4}\right)^3 \text{ ausfällt.}$$

Bei der Schwingung der Lenkarme auf der entgegengesetzten Seite von EK und GD nimmt natürlich f den entgegengesetzten Werth an. Man ersieht aus der letzten Formel, daß die größte Seitenabweichung wie das Quadrat des Hubes, und, nahe wie der Schwingungswinkel, dagegen umgekehrt wie die Gelenklänge wächst.

Beispiel. Ist der Drehungswinkel $\beta = 60°$ und die Gelenklänge $d = {}^1/_2 s$, so haben wir die Lenkarmlänge $a = \frac{s}{2\,\sin.30°} = s$, ferner die Bogenhöhe $e = a\,(1-\cos.30°) = (1-0{,}8660)\,s = 0{,}1340\,s$, ferner den Horizontalabstand der Axen beider Lenkarme, $b = 2a - e = 2s - 0{,}1340\,s = 1{,}8660\,s$, und der Vertikalabstand beider

$$c = \sqrt{d^2-e^2} = \sqrt{{}^1/_4 s^2 - (0{,}134\,s)^2} = 0{,}4817\,s$$

und endlich die größte Seitenabweichung

$$f = \frac{(0{,}1340\,s)^2}{4\,.\,{}^1/_2 s}\sqrt{\frac{0{,}1340\,s}{s}} = 0{,}00898\,\sqrt{0{,}1340}\,.\,s = 0{,}00329\,s,$$

z. B. bei $s = 6$ Fuß Hub, $f = 0{,}01974$ Fuß $= {}^1/_4$ Zoll.

Contrebalancier.

§. 127. Die Senkrechtführung mittelst Gegenlenker läßt sich auch dann mit Vortheil anwenden, wenn es darauf ankommt, eine an einem schwingenden Balancier hängende Kolbenstange in gerader Linie zu führen. Es ist allerdings am besten, wenn man dem Balancier einen Lenkerarm gegenüberstellt, der mit dem entsprechenden Balancierarme gleiche Länge hat, allein zur Ersparung des Raumes wendet man wohl auch einen kürzeren Lenkarm an und bringt ihn wohl gar auf der Seite des Balanciers an.

Die Anordnung in einem oder dem anderen dieser beiden Fälle ist nach Fig. 265 und Fig. 266 auf folgende Weise zu treffen. Es sei ACB der nicht über 60 Grad messende Schwingungswinkel des Balanciers, und CD die horizontale Halbirungslinie dieses Winkels. Man ziehe die dem Hube s gleiche Sehne AB, theile die Bogenhöhe DE in M in zwei gleiche Theile und ziehe durch M die eine Hublinie vorstellende Vertikale FH. Durchschneidet man nun mit einer gewissen Länge d aus A, D und B die Hublinie in F, G und H, so erhält man hierdurch den höchsten, mittleren und tiefsten Stand des Aufhängepunktes der Kolbenstange.

Digitized by Google

Jetzt hat man noch die Linien AF, DG und BH zu verlängern, auf sie gleiche Stücke FK, GL und HN aufzutragen und zu den erhaltenen Punkten K, L und N das Centrum O aufzusuchen. Der letztere ist dann der Arpunkt des Gegenlenkers und $OK = OL = ON$ ist die Länge desselben. Contrebalancier.

Fig. 265.

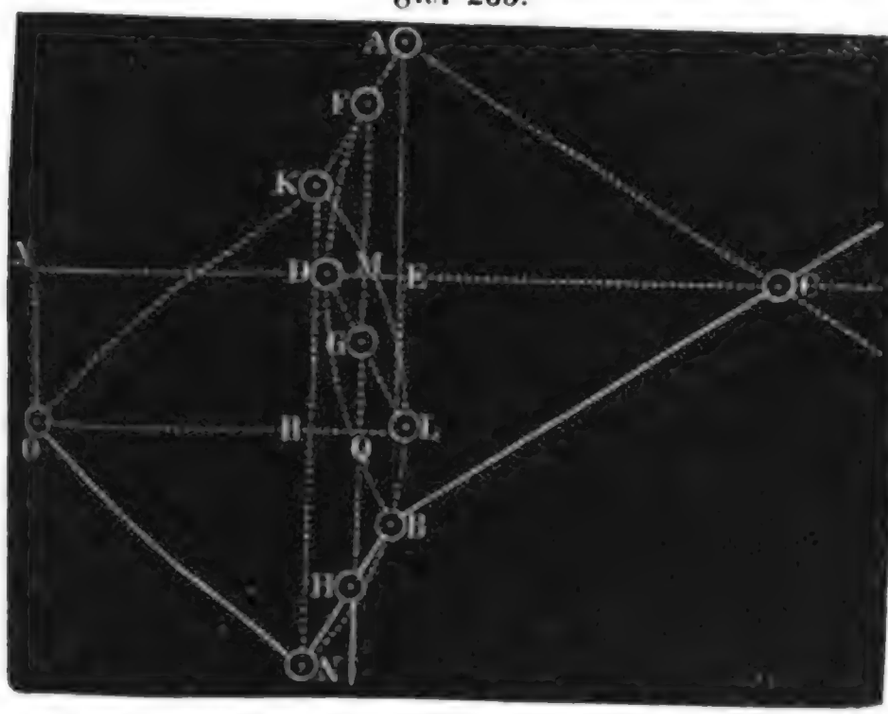
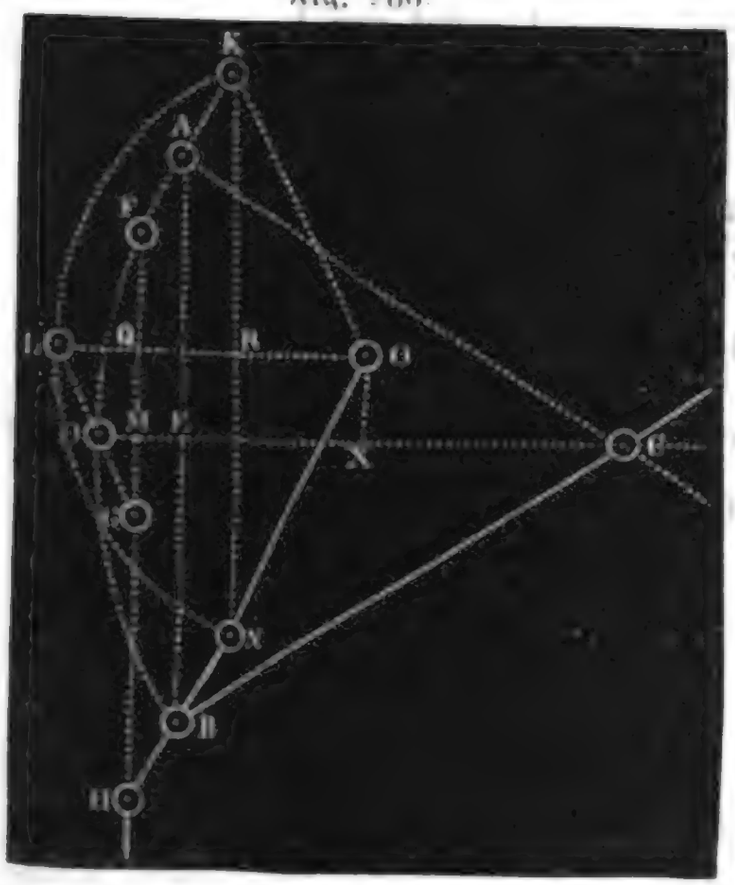


Fig. 266.



Mit größerer Genauigkeit läßt sich natürlich die Länge und der Arpunkt des Gegenlenkers durch Rechnung bestimmen. Ist, wie gewöhnlich, der Hub s und der Schwingungswinkel β des Balanciers gegeben, so hat man zunächst die Armlänge $CA = CD = CB$ desselben:

$$a = \frac{s}{2\,sin.\frac{\beta}{2}},$$ und die Bogenhöhe $DE = e$,

$$e = a\left(1 - cos.\frac{\beta}{2}\right) = \frac{s\left(1 - cos.\frac{\beta}{2}\right)}{2\,sin.\frac{\beta}{2}}.$$

Digitized by Google

Contre-balancier.

Iſt nun noch die Gelenkſtücklänge $AF = DG = BH = d$ und die Gelenklänge $KF = LG = NH = d_1$, ſo haben wir für die Bogenhöhe $RL = e_1$ des Lenkers

$$\frac{LQ}{DM} = \frac{LG}{DG}, \text{ d. i. } \frac{\frac{1}{2}e_1}{\frac{1}{2}e} = \frac{d_1}{d}, \text{ und daher}$$

$$e_1 = \frac{d_1}{d}\,e = \frac{d_1}{d}\,a\left(1 - cos.\,\frac{\beta}{2}\right) = \frac{d_1}{d}\,\frac{s\left(1 - cos.\,\frac{\beta}{2}\right)}{2\,sin.\,\frac{\beta}{2}}.$$

Aus der Sehne $KN = AB = s$ und der Höhe $RL = e_1$ ergiebt ſich nun der Halbmeſſer $OK = OL = ON$ des Bogens KLN, d. i. die Länge a_1 des Lenkers, mit Hülfe der bekannten Formel

$$a_1 = \frac{s^2}{8\,e_1} + \frac{e_1}{2} = \frac{s}{4}\cdot\frac{d}{d_1}\,\frac{sin.\,\frac{\beta}{2}}{1 - cos.\,\frac{\beta}{2}} + \frac{s}{4}\cdot\frac{d_1}{d}\cdot\frac{1 - cos.\,\frac{\beta}{2}}{sin.\,\frac{\beta}{2}}$$

$$= \left(\frac{d}{d_1}\cdot\frac{sin.\,\frac{\beta}{2}}{1 - cos.\,\frac{\beta}{2}} + \frac{d_1}{d}\,\frac{1 - cos.\,\frac{\beta}{2}}{sin.\,\frac{\beta}{2}}\right)\frac{s}{4}$$

$$= \left[\frac{d}{d_1}\left(1 + cos.\,\frac{\beta}{2}\right) + \frac{d_1}{d}\left(1 - cos.\,\frac{\beta}{2}\right)\right]\frac{a}{2}$$

$$= \left[\frac{d_1}{d}\left(sin.\,\frac{\beta}{4}\right)^2 + \frac{d}{d_1}\left(cos.\,\frac{\beta}{4}\right)^2\right]a.$$

Iſt umgekehrt die Lenkerlänge a_1 gegeben, ſo läßt ſich hiernach das Verhältniß $\frac{d_1}{d} = n$ der Gelenktheile finden. Es iſt hiernach

$$n\left(sin.\,\frac{\beta}{4}\right)^2 + \frac{1}{n}\left(cos.\,\frac{\beta}{4}\right)^2 = \frac{a_1}{a}, \text{ und daher}$$

$$n = \frac{m - \sqrt{m^2 - \left(sin.\,\frac{\beta}{2}\right)^2}}{2\left(sin.\,\frac{\beta}{4}\right)^2}, \text{ wenn } m = \frac{a_1}{a} \text{ das Verhältniß der Armlänge } a_1 \text{ und } a \text{ zu einander bezeichnet.}$$

Es iſt übrigens bei einem kleinen Schwingungswinkel β,

$\left(sin.\,\frac{\beta}{4}\right)^2$ nahe Null, und $\left(cos.\,\frac{\beta}{4}\right)^2$ nahe = Eins,

weshalb denn $\frac{a_1}{a} = m = \frac{d}{d_1} = \frac{1}{n}$ geſetzt werden kann.

Digitized by Google

Die Arenlage des Lenkarmes wird bestimmt durch die horizontale Abscisse Contrebalancier.

$$CX = b = CD - DM \mp QL \pm OL$$

$$= a \pm a_1 - \tfrac{1}{2}(e \pm e_1) = (1 \pm m)\, a - (1 \pm n)\, \frac{e}{2},$$

wobei die oberen Zeichen für den Fall in Figur 265, und die unteren Zeichen für den Fall in Figur 266, gelten; und durch die vertikale Ordinate

$$XO = MQ = c = \sqrt{(d_1 \pm d)^2 - \tfrac{1}{4}(e \pm e_1)^2} = (n \pm 1)\sqrt{d^2 - \tfrac{1}{4}e^2}.$$

Beispiel. Ist für eine Geradführung mit Contrebalancier das Verhältniß $\frac{a}{s} = \frac{2}{3}$, macht man also die Länge a des Balancierarmes $\frac{2}{3}$ mal dem Kolbenschube s, so hat man

$$\sin.\ \frac{\beta}{2} = \frac{s}{2a} = \tfrac{1}{3},\ \text{hiernach}\ \frac{\beta}{2} = 19°, 28', 17'',\ \text{und}$$

daher den ganzen Schwingungswinkel $\beta = 38°, 56', 34''$. Ferner ist die Bogenhöhe $e = a\left(1 - \cos.\ \frac{\beta}{2}\right) = (1 - 0{,}9428)\, a = 0{,}0572\, a$. Soll ferner der Gegenlenker die Länge $a_1 = m\,a = \frac{2}{3}a$ erhalten, so ist

$$n = \frac{\frac{2}{3} - \sqrt{(\frac{2}{3})^2 - \sin.\ 19°, 28', 17'')^2}}{2\ (\sin.\ 9°, 44', 8'')^2} = 1{,}5627,$$

nimmt man daher $d = \frac{1}{4}s = \frac{1}{4} \cdot \frac{2}{3}a = \frac{1}{6}a = 0{,}1667\, a$, so erhält man

$$d_1 = n\,d = 1{,}5617 \cdot \frac{a}{6} = 0{,}2603\, a,$$

und daher $d + d_1 = 0{,}4270\, a$.

Endlich ist, da wir es hier mit dem in Fig. 265 abgebildeten Falle zu thun haben, die Abscisse des Drehpunktes O:

$$b = (1 + 0{,}6667)\, a - (1 + 1{,}5627) \cdot 0{,}0572\, \frac{a}{2}$$

$$= (1{,}6667 - 0{,}0733)\, a = 1{,}5934\, a,$$

und die Ordinate desselben:

$$c = \sqrt{(0{,}4270\, a)^2 - (0{,}0733\, a)^2} = 0{,}4206\, a.$$

Ist man wegen Mangel an Raum genöthigt, die Construction in Fig. 266 anzuwenden, so hat man bei übrigens gleichen Verhältnissen

$$DL = GL - DG = d_1 - d = 0{,}2603\, a - 0{,}1667\, a = 0{,}0936\, a,$$

und $e_1 - e = 0{,}5617 \cdot 0{,}0572\, a = 0{,}0321\, a$, ferner

$b = (1 - 0{,}6667)\, a + 0{,}0160\, a = 0{,}3493\, a$ und

$c = \sqrt{(0{,}0936\, a)^2 - (0{,}0160\, a)^2} = 0{,}0922\, a.$

§. 128. Die Seitenabweichung bei der im Vorstehenden kennen gelernten Geradführung mit Gegenlenker ist, wie wir aus §. 126 wissen, nahe ein Maximum, wenn das Gelenk $AK = DL$, Fig. 267 (auf folgd. Seite), in die vertikale Stellung UT gelangt, und läßt sich unter dieser Voraussetzung wie folgt ermitteln.

Es ist $US = UH + HS$ und auch $= UT + TS$; nun haben wir aber $HS = c$, und $UT = d_1 \pm d$, ferner einer bekannten Eigenschaft des Kreises zu Folge,

Digitized by Google

Contre-balancier.

$$UH = \sqrt{DH\,(2CD - DH)} = \sqrt{\left(\frac{e}{2} + f\right)\left(2a - \frac{e}{2} - f\right)},$$

und

$$TS = \sqrt{LS\,(2OL - LS)} = \sqrt{\left(\frac{e_1}{2} - f\right)\left(2a_1 - \frac{e_1}{2} + f\right)},$$

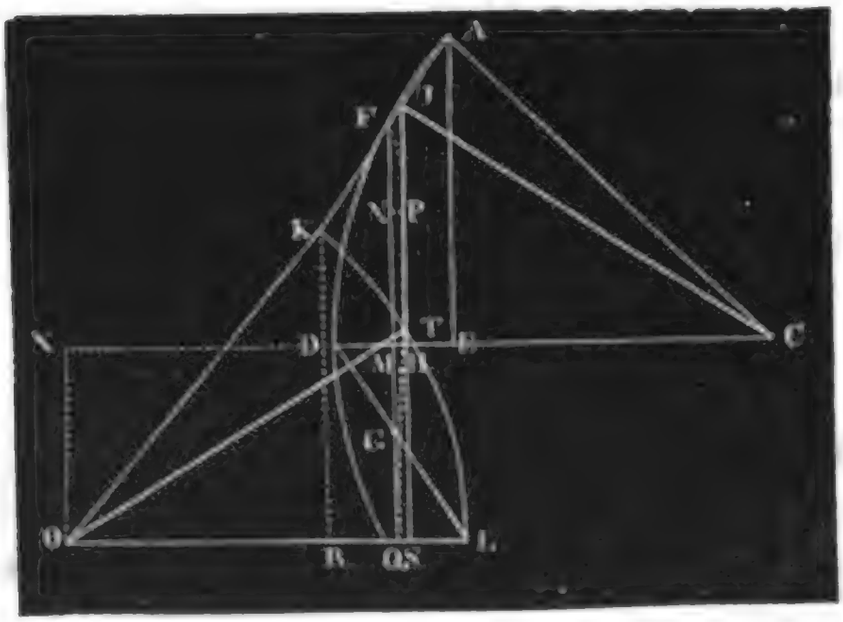
wenn man die Seitenabweichung $NP = MH = QS$ wieder mit f bezeichnet, alſo $DH = DM + MH = \frac{1}{2}DE + MH = \frac{e}{2} + f$ und

$$LS = LQ - QS = \frac{1}{2}LR - QS = \frac{e_1}{2} - f \text{ ſetzt;}$$

daher folgt $\sqrt{\left(\frac{e}{2} + f\right)\left(2a - \frac{e}{2} - f\right)} + c$

$$= \sqrt{\left(\frac{e_1}{2} - f\right)\left(2a_1 - \frac{e_1}{2} + f\right)} + d + d_1.$$

Fig. 267.



Wenn wir nun noch die Potenzen von f vernachläſſigen, ſo können wir ſchreiben $\sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right) + (2a - e)f} + c$

$$= \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right) - (2a_1 - e_1)f} + d + d_1$$

oder $\left(\frac{2a - e}{\sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}} + \frac{2a_1 - e_1}{\sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}}\right)\frac{f}{2}$

$$= d + d_1 - c + \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}$$

Digitized by Google

und hiernach ist die gesuchte Seitenabweichung

Contre-balancier.

$$f = \frac{d + d_1 - c + \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}}{\frac{a - \frac{1}{2}e}{\sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}} + \frac{a_1 - \frac{1}{2}e_1}{\sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}}};$$

oder, wenn man im Nenner annähernd

$$\frac{a - \frac{1}{2}e}{\sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}} = \sqrt{\frac{a}{e}} \text{ und } \frac{a_1 - \frac{1}{2}e_1}{\sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}} = \sqrt{\frac{a_1}{e_1}} \text{ setzt,}$$

$$f = \frac{d + d_1 - c + \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}}.$$

Hat der Lenker mit dem Balancier gleiche Länge, so ist $a_1 = a$, $d_1 = d$ und $e_1 = e$, daher

$$f = \frac{2d - c}{2\sqrt{\frac{a}{e}}} = \frac{e^2}{4c}\sqrt{\frac{e}{a}},$$

was auch mit dem in §. 126 Gefundenen übereinstimmt.

In diesem Falle sind die Abweichungen in beiden Hubhälften gleich groß, nur ist die eine positiv und die andere negativ, d. i. die eine rechts und die andere links von der Hublinie. Sind aber die Armlängen ungleich, so hat man die Seitenabweichung in der unteren Hubhälfte

$$f_1 = \frac{d + d_1 - c + \sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)} - \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}}.$$

Für die Anordnung in Fig. 266 ist

$$\sqrt{\left(\frac{e}{2} + f\right)\left(2a - \frac{e}{2} - f\right)} + d_1 - d = \sqrt{\left(\frac{e_1}{2} - f\right)\left(2a_1 - \frac{e_1}{2} + f\right)} + c,$$

und daher

$$f = \frac{\sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \sqrt{e\left(a - \frac{e}{4}\right)} - (d_1 - d - c)}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}} \text{ und}$$

Digitized by Google

Contre-balancier.

$$f_1 = \frac{\sqrt{e\left(a-\frac{e}{4}\right)} - \sqrt{e_1\left(a_1-\frac{e_1}{4}\right)} - (d_1 - d - c)}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}}.$$

Beiſpiel. Für die Senkrechtführung im letzten Beiſpiele (§. 127) haben wir bei der Conſtruction in Fig. 265:

$d_1 + d - c = 0{,}4270\,a - 0{,}4206\,a = 0{,}0064\,a$, ferner

$$\sqrt{e\left(a-\frac{e}{4}\right)} = a\sqrt{0{,}0572 \,.\, 0{,}9857} = 0{,}2374\,a,$$

$$\sqrt{e_1\left(a_1-\frac{e_1}{4}\right)} = a\sqrt{1{,}5617 \,.\, 0{,}0572 \,.\, 0{,}6444} = 0{,}2398\,a, \text{ und}$$

$$\sqrt{\frac{a}{e}} = \sqrt{\frac{1}{0{,}0572}} = 4{,}181, \text{ ſowie } \sqrt{\frac{a_1}{e_1}} = \sqrt{\frac{0{,}6667}{1{,}5617 \,.\, 0{,}0572}} = 8{,}639;$$

es iſt folglich die größte Seitenabweichung bei der Schwingung nach oben:

$$f = \frac{0{,}0064\,a + 0{,}2398\,a - 0{,}2374\,a}{4{,}181 + 8{,}639} = \frac{0{,}0088\,a}{12{,}82} = 0{,}00069\,a$$

und bei der nach unten:

$$f_1 = \frac{0{,}0064\,a + 0{,}2374\,a - 0{,}2398\,a}{12{,}82} = \frac{0{,}0040\,a}{12{,}82} = 0{,}00031\,a.$$

Für die Conſtruction in Fig. 266 iſt

$d_1 - d - c = 0{,}0936\,a - 0{,}0922\,a = 0{,}0014\,a$, und daher

$$f = \left(\frac{0{,}2398 - 0{,}2374 - 0{,}0014}{12{,}82}\right) a = 0{,}00007\,a \text{ und}$$

$$f_1 = \left(\frac{0{,}2374 - 0{,}2398 - 0{,}0014}{12{,}82}\right) a = -\,0{,}00029\,a.$$

Dieſe Abweichungen ſind ſo klein, daß ſie in der Ausführung ganz verſchwinden.

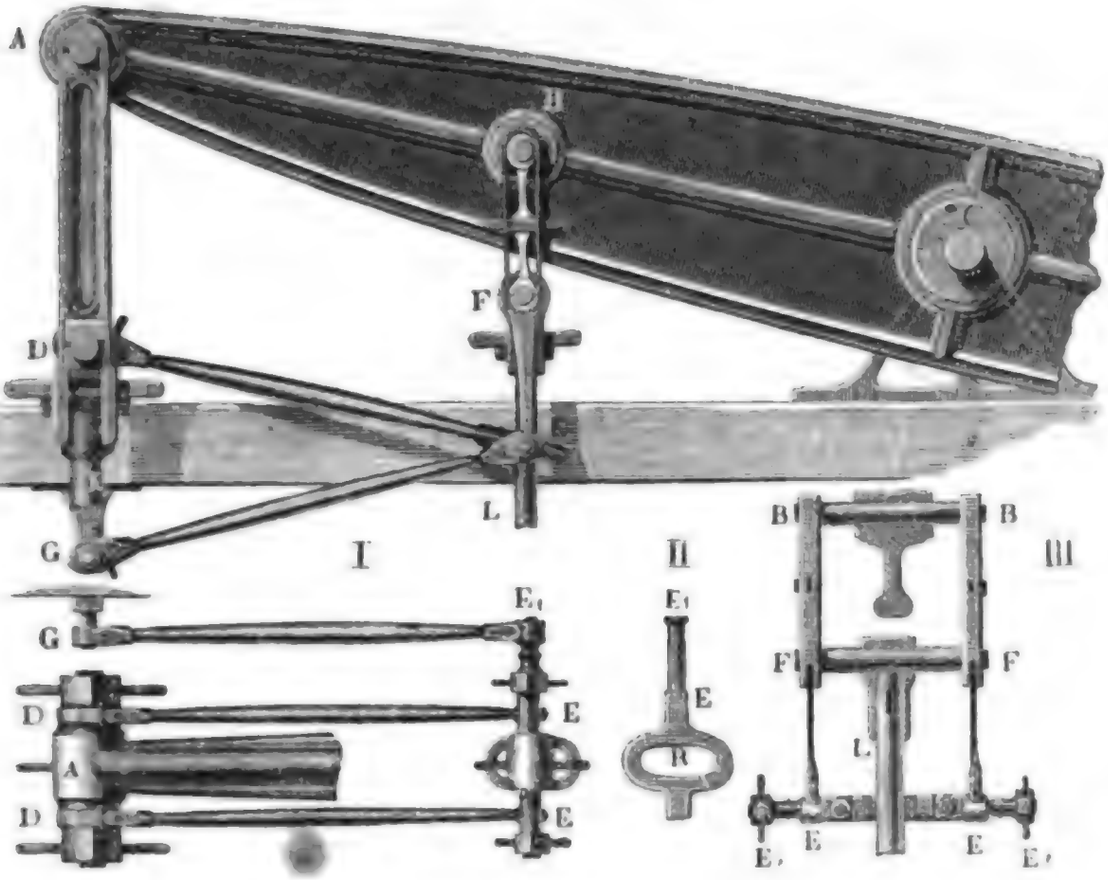
Watt'ſches Parallelogramm.

§. 129. Eine der vorzüglichſten Vorrichtungen zur Senkrechtführung iſt das beweglichе Parallelogramm (franz. parallélogramme articulé), welches auch das Charnier-Parallelogramm, oder der Storchſchnabel, oder nach ſeinem Erfinder, das Watt'ſche Parallelogramm (engl. parallelogram of Watt) genannt wird. Die Conſtruction dieſes Mechanismus iſt folgende: In der Längenaxe des um C drehbaren Balanciers AC, Fig. 268, ſitzen zwei Bolzen A und B feſt, an welchen zwei gleichlange Stangenpaare, die ſogenannten Hängeſtangen oder Hängeſchienen AD und BE (franz. tringles; engl. strops, links) herabhängen. Die an einem und demſelben Bolzen hängenden Hängeſchienen ſind unter ſich durch Stifte oder Bolzen D und E und dieſe wieder mit einander durch ein Paar Stangen, die ſogenannten Parallel- oder Verbindungsſtangen (franz. varges; engl. parallel-rods) ſo verbunden, daß die vier Bolzen A, B, E und D bei allen

Digitized by Google

Stellungen des Balanciers die Eckpunkte eines verſchiebbaren Parallelogrammes bilden. Endlich iſt an den Bolzen E ein Lenkerpaar EG (fr. contre-balanciers; engl. bridle rods) angeſchloſſen, und an den Bolzen D Watt'ſches Parallelogramm.

Fig. 268.



die Kolbenſtange K aufgehangen. Wenn nun der Balancier (franz. balancier; engl. beam) in ſchwingende Bewegung verſetzt wird, ſo bewirkt der mitſchwingende Lenker EG, daß der Bolzen oder vierte Eckpunkt D des Parallelogrammes, und folglich auch der daran hängende Stangenkopf, faſt genau in einer geraden Linie auf- und niedergeht. In I. ſieht man einen Theil des Parallelogrammes von oben; es ſind hier DE, DE die beiden Verbindungsſtangen, und es iſt hier GE_1 einer der beiden Lenkarme.

Da BE zugleich das Gelenk für die beiden Balanciers CB und GE_1 bildet, ſo kann man in demſelben noch einen Bolzen F zum Aufhängen einer zweiten Kolbenſtange, L, z. B. der Kolbenſtange für die Luft- und Warmwaſſerpumpe (ſ. II. §. 332) anbringen. Die Aufhängungsweiſe dieſer Stange iſt beſonders aus II. und III. zu erſehen; BB iſt die eine Aufhängeaxe des Parallelogrammes, und FF die Aufhängeaxe für die Kolbenſtange L. Damit die letztere frei ſpielen kann, iſt die Axe EE in der Mitte R bügelförmig geſtaltet

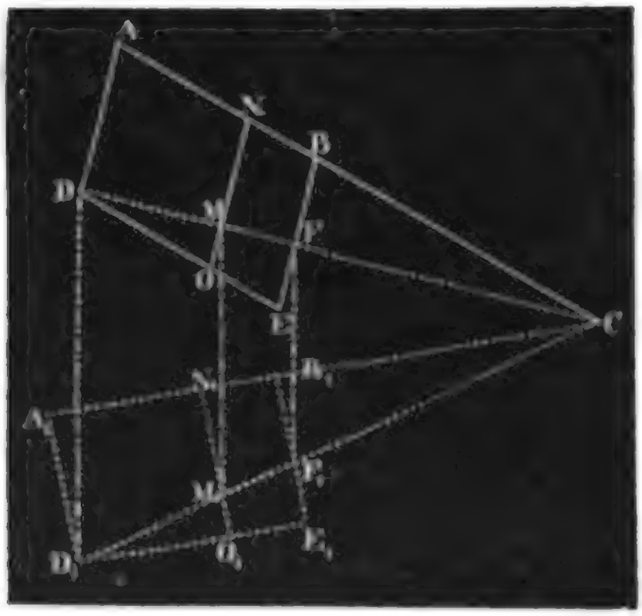
Man kann übrigens aus der Bewegung des Storchſchnabels noch an-

Digitized by Google

Watt'sches Parallelogramm.

dere Geradführungen ableiten. Die Linie CD, Fig. 269, von der Drehungsaxe C des Balanciers nach dem Aufhängepunkte D der Kolbenstange, schneidet nicht allein von der Hängeschiene BE, sondern auch von jeder anderen mit AD parallelen Schiene NO einen Punkt M ab, welcher sich mit D parallel bewegt. Da AD, BF und NM bei allen Stellungen des Parallelogrammes unter sich parallel bleiben, also auch A_1D_1, B_1F_1 und N_1M_1 parallele Linien bilden, so gelten die Proportionen:

Fig. 269.



$$CD : CF : CM = CA : CB : CN \text{ und}$$
$$CD_1 : CF_1 : CM_1 = CA_1 : CB_1 : CN_1,$$

da aber $CA_1 = CA$, $CB_1 = CB$ und $CN_1 = CN$ ist, so gilt auch die Proportion

$$CD_1 : CF_1 : CM_1 = CD : CF : CM,$$

und es sind folglich die Wege DD_1, FF_1 und MM_1 der Aufhängepunkte D, F und M unter sich parallel.

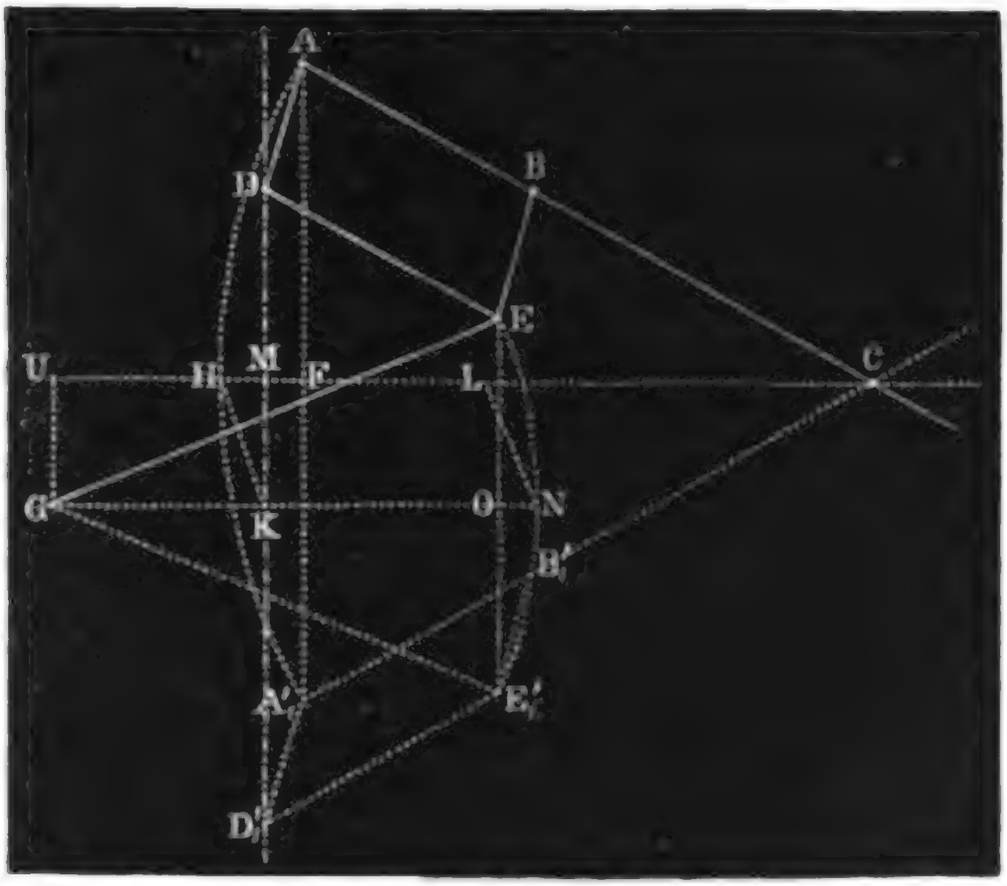
§. 130. Wenn man den Balancier mit dem Parallelogramme und Lenker in alle möglichen Lagen bringt, so kann man sich überzeugen, daß der Aufhängepunkt D der Kolbenstange keine gerade Linie, sondern eine der Zahlenfigur 8 ähnliche Curve, wie Fig. 261, durchläuft; jedoch kann man auch leicht bemerken, daß diese Curve in der Nähe ihres Knotens sehr wenig gekrümmt ist, daß also ein Stück derselben zu beiden Seiten des Knotens als eine Gerade angesehen werden kann. Die Abweichung dieses Curvenbogens von der gegebenen Hublinie läßt sich noch dadurch auf ein Minimum herabziehen, daß man den Mittelpunkt oder Knoten und die beiden Endpunkte dieses Bogens in die Hublinie fallen läßt (vgl. §. 124). Aus diesem Grunde pflegt man denn auch diese Parallelführung wie folgt zu construiren.

Man trage zuerst den Schwingungswinkel $ACA_1 = \beta$, Fig. 270, auf, und mache dessen Sehne AA_1 dem gegebenen Hube s gleich; dadurch ergiebt sich die Länge $CA = CA_1 = l$ des Balancierarmes. Nun ziehe man noch die Halbirungslinie CH des Winkels β, halbire die Bogen-

Digitized by Google

höhe HF in M und ziehe durch M parallel zu AA_1 die Hublinie DD_1. Nun faſſe man die beliebig anzunehmende Länge der Hängeſchiene in den Zirkel, und ſchneide damit von A, A_1 und H die Endpunkte D und D_1. Watt'ſches Parallelogramm.

Fig. 270.



ſowie den Mittelpunkt K des Theiles der Hublinie ab, in welchem ſich das Haupt der Kolbenſtange bewegt. Nach dieſem trage man auch die gegebene Länge des Parallelogrammes als AB, A_1B_1 und HL auf die drei Axenſtellungen CA, CA_1 und CH des Balanciers auf, und vollende die entſprechenden Parallelogramme $ABED$, $A_1B_1E_1D_1$ und $HLNK$. Sucht man endlich zu den drei Stellungen E, E_1 und N des dritten Eckpunktes dieſes Parallelogrammes das Centrum G des durch dieſe Punkte gehenden Kreiſes, ſo erhält man in G den Axpunkt und in $GE = GE_1 = GN$ die Länge des nöthigen Lenkarmes.

Eine Abänderung von dieſer Conſtruction beſteht darin, daß man den Lenkarm nicht unmittelbar am dritten Endpunkte E des Parallelogrammes, ſondern an einem andern Punkte in der Verlängerung der Hängeſchiene BE anſchließt. Es wird dadurch die Bogenhöhe ON des Lenkers abgeändert, und daher nicht allein der Axpunkt G, ſondern auch die Länge GE des Lenkers eine andere.

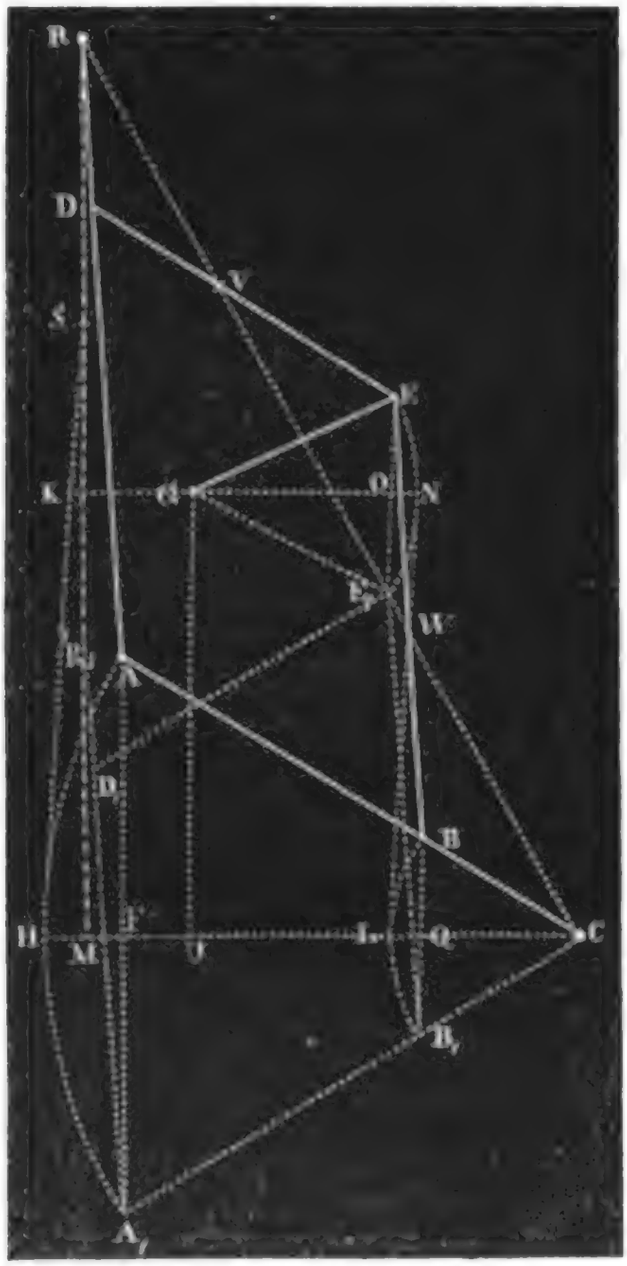
Bei den Dampfſchiffmaſchinen mit unten liegendem Balancier findet

Digitized by Google

Watt'sches Parallelogramm.

man nicht selten folgende, in Fig. 271 abgebildete Anordnung eines Parallelogrammes. Es ist hier die Kolbenstange nicht an den vierten Eckpunkt D des Parallelogrammes $ABED$, sondern an eine Axe R in der verlängerten Hängeschiene AD gehangen. Anstatt daß man daher mit AD aus A und A_1 die Hublinie DD_1 abschneidet, trägt man hier die AR von A, A_1 und H aus, als $AR = A_1R_1 = HS$ auf und schneidet hiervon das Stück $RD = R_1D_1 = SK$ ab. Nachdem man noch die Länge des Parallelogrammes als AB, A_1B_1 und HL von den Lagen CA, CA_1 und CH des Balanciers abgeschnitten hat, bedarf es nur noch der Vollendung der entsprechenden Parallelogramme $ABDE$, $A_1B_1D_1E_1$ und $HLNK$ und der Ausmittelung des Centrums G für die drei Punkte E, E_1 und N, um die erforderliche Lenkerlänge $GE = GE_1 = GN$ zu finden.

Fig. 271.



Uebrigens schneidet auch hier die Linie RC vom Aufhängepunkte R der Kolbenstange nach der Drehaxe C des Balanciers vom Parallelogramme Punkte, V, W u. s. w., ab, welche sich parallel mit R bewegen.

§. 131. Mit größerer Schärfe läßt sich natürlich die Lage und Größe des Gegenlenkers durch Rechnung finden.

Geben wir wieder den Hub $RR_1 = AA_1 = s$, Fig. 271, und den Schwingungswinkel $ACA_1 = \beta$, so haben wir, wie in §. 127, die Länge des Balanciers CA:

Digitized by Google

Watt'sches Parallelogramm.

$l = \frac{s}{2 \sin. \frac{\beta}{2}}$, und die Bogenhöhe HF:

$$e = l\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right) = \frac{s\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right)}{2 \sin. \frac{\beta}{2}}.$$

Setzen wir ferner die Länge einer Hängeschiene $AD = BE = d$ und die des ganzen Gelenkes $AR = d_1$, und bezeichnen nur die Armlänge CB durch a, also die Länge des Parallelogrammes AB durch $l - a$, so haben wir für die Sehne $EE_1 = s_1$, und Höhe $ON = e_1$ des vom Lenker durchlaufenen Bogens Folgendes.

Zunächst ist $\frac{BB_1}{AA_1} = \frac{CB}{CA}$, oder, da $BB_1 = EE_1 = s_1$ ist,

$$\frac{s_1}{s} = \frac{a}{l}, \text{ und daher die gesuchte Sehne}$$

$$s_1 = \frac{a\,s}{l}.$$

Die Bogenhöhe ON ist gleich der Projection von EB minus der von BL, plus der von LN, jede in Hinsicht auf CH genommen. Aber die Projection von EB ist = der von LN,

$$\text{d. i. } \frac{AD}{AR} \cdot MF = \frac{d}{d_1} \cdot \frac{e}{2},$$

und die Projection von BL ist

$$LQ = \frac{CB}{CA} \cdot HF = \frac{a\,e}{l},$$

daher folgt

$$e_1 = \frac{d\,e}{d_1} - \frac{a\,e}{l} = \left(\frac{d}{d_1} - \frac{a}{l}\right) e = \left(\frac{d}{d_1} - \frac{a}{l}\right)\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right) l.$$

Bei dem gewöhnlichen Parallelogramm, wie Fig. 270, ist $d_1 = d$, folglich:

$$e_1 = (l - a)\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right).$$

Aus der Sehne s_1 und der Bogenhöhe e_1 folgt nun die entsprechende Lenkerlänge

$$a_1 = \frac{s_1^2}{8e_1} + \frac{e_1}{2}$$

$$= \frac{a^2 s^2}{8\left(\frac{d}{d_1} - \frac{a}{l}\right)\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right) l^3} + \left(\frac{d}{d_1} - \frac{a}{l}\right)\left(1 - \cos. \frac{\beta}{2}\right)\frac{l}{2},$$

Digitized by Google

Watt'sches Parallelogramm.

oder einfacher

$$a_1 = \left(\left(\frac{d\,l}{d_1\,a} - 1 \right) \left(sin.\ \frac{\beta}{4} \right)^2 + \frac{\left(cos.\ \frac{\beta}{4} \right)^2}{\frac{d}{d_1}\frac{l}{a} - 1} \right) a.$$

Für das gewöhnliche Parallelogramm, wo $d_1 = d$ ist, hat man

$$a_1 = \left(\left(\frac{l}{a} - 1 \right) \left(sin.\ \frac{\beta}{4} \right)^2 + \frac{\left(cos.\ \frac{\beta}{4} \right)^2}{\frac{l}{a} - 1} \right) a,$$

oder, wenn man die Länge l—a des Parallelogrammes durch l_1 bezeichnet,

$$a_1 = l_1 \left(sin.\ \frac{\beta}{4} \right)^2 + \frac{a^2}{l_1} \left(cos.\ \frac{\beta}{4} \right)^2.$$

Sehr gewöhnlich nimmt man $l_1 = a = \frac{1}{2} l$, und dann hat man die Lenkerlänge

$$a_1 = \left[\left(sin.\ \frac{\beta}{4} \right)^2 + \left(cos.\ \frac{\beta}{4} \right)^2 \right] a = a = \frac{1}{2} l.$$

Wenn also die Länge des Parallelogrammes der halben Armlänge des Balanciers gleich gemacht wird, so muß der Lenker mit dem Parallelogramme eben diese Länge erhalten. Siehe Figur 268.

Giebt man das Armlängenverhältniß $\frac{a_1}{a} = m$, so findet man, wie in §. 127, die Verhältnißzahl

$$n = \frac{d}{d_1} \cdot \frac{l}{a} - 1 \text{ durch die Formel}$$

$$n = \frac{m - \sqrt{m^2 - \left(sin.\ \frac{\beta}{2} \right)^2}}{2 \left(sin.\ \frac{\beta}{4} \right)^2}.$$

Die Lage des Arpunktes G ist endlich bestimmt durch die Coordinaten $CU = b$ und $UG = c$ mittels der Formeln

$CU = CL$ minus Projection von $LN + NG$, d. i.

$$b = a - \frac{d}{d_1} \cdot \frac{e}{2} + a_1 = a + a_1 - \frac{d\,e}{2\,d_1} \text{ und}$$

$UG = \sqrt{LN^2 - (\text{Project. von } LN)^2}$, d. i.

$$c = \sqrt{d^2 - \left(\frac{d\,e}{2\,d_1} \right)^2} = d \sqrt{1 - \left(\frac{e}{2\,d_1} \right)^2}.$$

Digitized by Google

Watt'sches Parallelogramm.

Beispiel. Wenn für eine Senkrechtführung mit einfachem Parallelogramme, $\frac{a}{l} = 0{,}6$ und $d = d_1 = \frac{1}{2}s$, der Schwingungswinkel β aber $= 50$ Grad genommen wird, so hat man die Armlänge

$l = \frac{s}{2 \sin. 25^0} = 1{,}1831 \ . \ s.$ Ferner die Armlänge

$a = 0{,}6\, l = 0{,}7099\, s$, und die Armlänge

$a_1 = [\frac{1}{2} (\sin. 12\frac{1}{2}^0)^2 + \frac{3}{2} (\cos. 12\frac{1}{2}^0)^2] \ . \ 0{,}7099\, s = 1{,}0371 \ . \ s.$

Ferner ist die Bogenhöhe

$e = (1 - \cos. 25^0) \ . \ 1{,}1831\, s = 0{,}1108\, s$, und die Bogenhöhe

$e_1 = (1 - 0{,}6) \ . \ 0{,}1108 s = 0{,}0443\, s.$

Endlich folgen die Coordinaten des Arpunktes des Lenkers:

$b = 0{,}7099\, s + 1{,}0371\, s - 0{,}0554\, s = 1{,}6916\, s$

und

$c = \sqrt{(0{,}5\, s)^2 - (0{,}0554\, s)^2} = 0{,}4969\, s.$

Seitenabweichung der Parallelogrammführung.

§. 132. Die Seitenabweichung oder die größte Abweichung von der geraden Linie, welche der Parallelogrammmechanismus noch übrig läßt, kann man annähernd auf dieselbe Weise finden, wie in §. 128, die Seitenbewegung der Geradführung mit Gegenlenkern.

Wenn wir zunächst nur den Aufhängepunkt W, Fig. 271, in der einen Hängeschiene BE ins Auge fassen wollen, so haben wir nur nöthig, den aus zwei Lenkarmen CB und GE und aus dem Gelenk BE bestehenden Mechanismus in Untersuchung zu ziehen, da aber dieser mit der Geradführung Fig. 267 vollkommen übereinstimmt, so bleibt uns nur übrig, die in §. 128 entwickelten Formeln unserem Falle anzupassen. Die dort gefundenen Formeln für die größte Seitenabweichung sind folgende:

$$f = \frac{d + d_1 - c + \sqrt{e_1 \left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \sqrt{e \left(a - \frac{e}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}} \quad \text{und}$$

$$f_1 = \frac{d + d_1 - c + \sqrt{e \left(a - \frac{e}{4}\right)} - \sqrt{e_1 \left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{a}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}}$$

und die in denselben vorkommenden Größen haben folgende Bedeutungen:

a und a_1 sind die Längen CB und GE der Lenkarme,

c ist die Coordinate GU,

d ist die Gelenkstücklänge BW, welche sich durch die Proportion $\frac{BW}{AR} = \frac{CB}{CA}$, d. i., nach den Bezeichnungen des letzten Paragraphen,

Digitized by Google

Seitenabweichung der Parallelogrammführung.

durch $\frac{BW}{d_1} = \frac{a}{l}$ bestimmt; wir hatten also hier statt d, $BW = \frac{a\,d_1}{l}$ einzusetzen. Ebenso ist, wenn wir diese Formeln für f und f_1 auf unseren Fall anwenden wollen, statt d_1, $WE = BE - BW = d - \frac{a\,d_1}{l}$ einzuführen.

Endlich bedeutet in diesen Formeln e die Bogenhöhe LQ, welche wir $= \frac{a\,e}{l}$ gefunden haben, und e_1 die Bogenhöhe ON, welche ebenfalls nach dem vorigen Paragraphen: $e_1 = \left(\frac{d}{d_1} - \frac{a}{l}\right) e$ zu setzen ist.

Setzen wir diese Werthe in die obigen Formeln ein, so erhalten wir für die gesuchten Seitenabweichungen die Parallelogrammführung:

$$f = \frac{d - c + \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)} - \frac{a}{l}\sqrt{e\left(l - \frac{e}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{l}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}} \quad \text{und}$$

$$f_1 = \frac{d - c + \frac{a}{l}\sqrt{e\left(l - \frac{e}{4}\right)} - \sqrt{e_1\left(a_1 - \frac{e_1}{4}\right)}}{\sqrt{\frac{l}{e}} + \sqrt{\frac{a_1}{e_1}}}.$$

Da bei der Schwingung des Balanciers die Punkte R und W Parallellinien beschrieben, so sind die Seitenabweichungen des Punktes R

$$\frac{CA}{CB} = \frac{l}{a} \text{ mal so groß als die von } W.$$

Beispiel. Für die Senkrechtführung im letzten Beispiele (§. 131) ist
$d - c = (0{,}5 - 0{,}4969)\,s = 0{,}0031\,s$, ferner

$$\sqrt{e_1\left(a_1 - \tfrac{e_1}{4}\right)} = s\sqrt{0{,}0443 \,.\, 1{,}0260} = 0{,}2132\,s,$$

$$\frac{a}{l}\sqrt{e\left(l - \tfrac{e}{4}\right)} = 0{,}6\,s\sqrt{0{,}1108 \,.\, 1{,}1554} = 0{,}2147\,s,$$

$$\sqrt{\frac{l}{e}} = \sqrt{\frac{1{,}1831}{0{,}1108}} = 3{,}2678 \quad \text{und}$$

$$\sqrt{\frac{a_1}{e_1}} = \sqrt{\frac{1{,}0371}{0{,}0443}} = 4{,}8385;$$

demnach folgen die größten Seitenabweichungen des Punktes W von den Vertikalen:

$$f = \frac{0{,}0031\,s + 0{,}2132\,s - 0{,}2147\,s}{3{,}2678 + 4{,}8385} = 0{,}0002\,s \quad \text{und}$$

$$f_1 = \frac{0{,}0031\,s + 0{,}2147\,s - 0{,}2132\,s}{3{,}2678 + 4{,}8385} = 0{,}0006\,s;$$

und dagegen die der an R hängenden Kolbenstange:

Digitized by Google

$\frac{l}{a} f = \frac{5}{3} \cdot 0{,}0002\, s = 0{,}0003\, s$ und

$\frac{l}{a} f_1 = \frac{5}{3} \cdot 0{,}0006\, s = 0{,}0010\, s.$

Seitenabweichung der Parallelogrammführung.

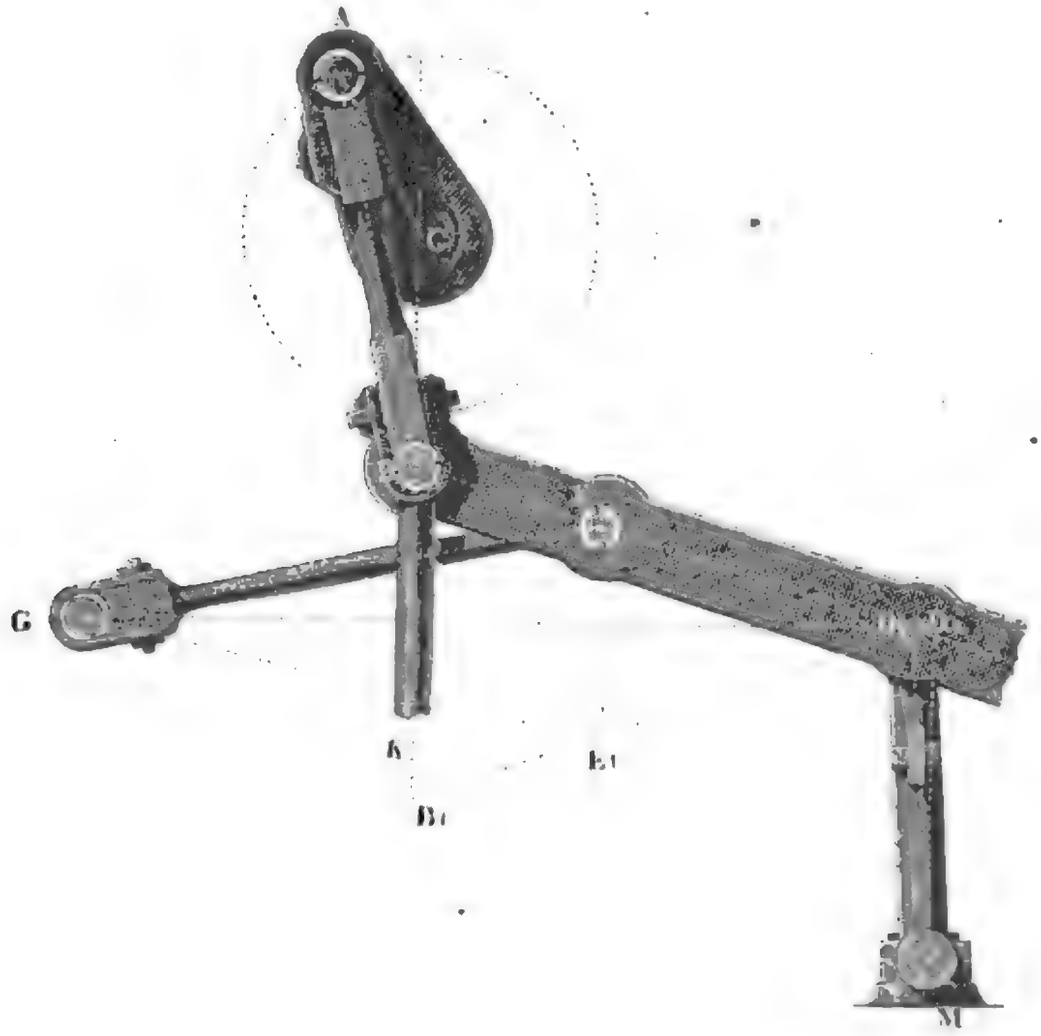
Z. B. für den Hub $s = 6$ Fuß

$\frac{l}{a} f = 0{,}0018$ Fuß $= 0{,}0216$ Zoll $= 0{,}26$ Linien, und

$\frac{l}{a} f_1 = 0{,}006$ Fuß $= 0{,}072$ Zoll $= 0{,}86$ Linien.

§. 133. Eine sehr einfache und in neueren Zeiten nicht selten angewendete Geradführung ist in Fig. 272 abgebildet. Der Balancier $B\,D$, Geradführung mit oscillirendem Träger.

Fig. 272.



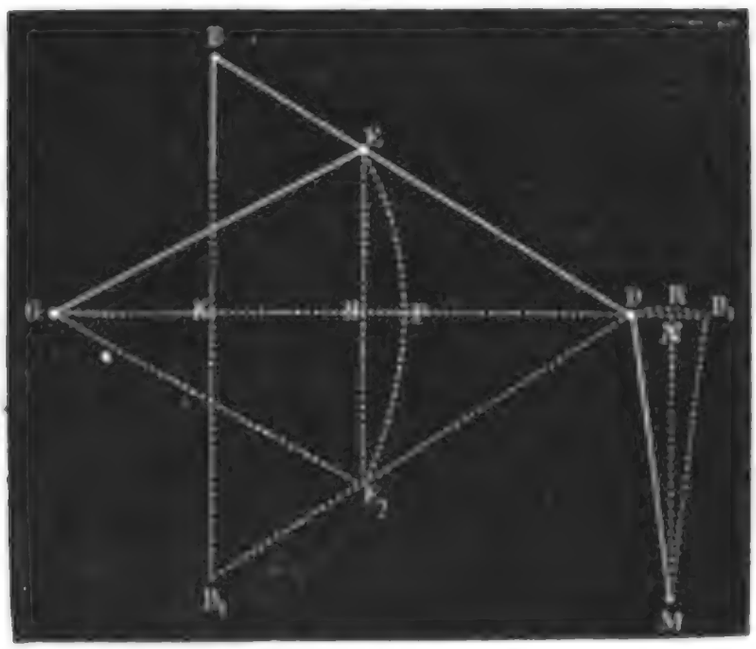
welcher durch einen Krummzapfen $C\,A$ mittels der Kurbelstange $A\,B$ auf- und niederbewegt wird, ruht hier mit seiner Axe D nicht in einem fest liegenden Lager, sondern auf säulenförmigen, um eine Axe M drehbaren Trägern $M\,D$, und der Lenker $G\,E$ ist hier unmittelbar mit dem Balancier $B\,D$ verbunden. Der Träger $M\,D$ vertritt hier die Stelle des Gelenkes; wenn sich auch der Punkt E des Balanciers in einem Kreisbogen $E\,E_1$ um G bewegt, so geht doch der Aufhängepunkt der Kolben-

Digitized by Google

Geradführung mit oscillirendem Träger.

stange BK nahe in einer geraden Linie BB_1 auf und nieder, da die Drehungsaxe D bei jedem Auf- oder Niedergange des Kolbens in einem kleinen Bogen DD_1 hin- und zurückläuft. Diese Geradführung ist sehr einfach und zwar wie folgt zu construiren. Es sei BB_1, Fig. 273, die Hublinie s, und KD die rechtwinkelig gegen sie gerichtete Mittellinie. Mit der Balancierarmlänge l schneide man aus B oder B_1 in der letzteren Linie den Punkt D und aus K den Punkt D_1 ab. Errichtet man nun in der Mitte N von DD_1 ein Perpendikel und schneidet man von demselben ein möglichst langes Stück NM ab, so erhält man in M die Drehungsaxe, sowie in $MD = MD_1$ die Länge des Trägers. Schneidet man ferner von $BD = B_1D = KD_1$ die Stücke $BE = B_1E_1 = KF$ ab, und sucht man zu E, E_1 und F das Centrum G des durch diese Punkte zu legenden Kreisbogens, so erhält man in G die Drehungsaxe und in $GE = GE_1 = GF$ die Länge des nöthigen Lenkers. Die Lenkerlänge $GE = a_1$ läßt sich aber auch leicht durch Rechnung finden.

Fig. 273.



Ist β der Schwingungswinkel BDB_1, so hat man wieder die Armlänge $BD = KD_1$:

$$l = \frac{s}{2\ sin.\ \frac{\beta}{2}}, \text{ und umgekehrt } s = 2\,l\ sin.\ \frac{\beta}{2}.$$

Ist ferner die Armstücklänge $DE = a$, so hat man die Sehne EE_1:

$$s_1 = \frac{a}{l}\,s = 2\,a\ sin.\ \frac{\beta}{2}$$ und die Bogenhöhe HF:

$$e_1 = KF - KH = BE\left(1 - cos.\frac{\beta}{2}\right) = (l - a)\left(1 - cos.\ \frac{\beta}{2}\right);$$

es ist folglich die gesuchte Lenkerlänge GE:

Digitized by Google

Geradführung mit oscillirendem Träger.

$$a_1 = \frac{s_1^2}{8\,e_1} + \frac{e_1}{2} = \frac{a^2\left(sin.\ \frac{\beta}{2}\right)^2}{2\,(l-a)\left(1-cos.\frac{\beta}{2}\right)} + \frac{l-a}{2}\left(1-cos.\frac{\beta}{2}\right),$$

d. i.

$$a_1 = \left[\frac{l-a}{a}\left(sin.\ \frac{\beta}{4}\right)^2 + \frac{a}{l-a}\left(cos.\ \frac{\beta}{4}\right)^2\right]a,$$ oder das Verhältniß

$$\frac{a_1}{a} = m = \frac{l-a}{a}\left(sin.\ \frac{\beta}{4}\right)^2 + \frac{a}{l-a}\left(cos.\ \frac{\beta}{4}\right)^2.$$

Umgekehrt hat man das Verhältniß

$$\frac{l-a}{a} = n = \frac{m - \sqrt{m^2 - \left(sin.\ \frac{\beta}{2}\right)^2}}{2\left(sin.\ \frac{\beta}{4}\right)^2}.$$

Meist nimmt man $a = \frac{l}{2}$, schließt also den Lenker in der Mitte des Balancierarmes BD an, und dann hat man auch

$$a_1 = a = \frac{l}{2}.$$

§. 134. Bei der im vorstehenden Paragraphen beschriebenen Anordnung der Geradführung mit einem beweglichen Träger ist ebenfalls der Aufhängepunkt der Kolbenstange in seinem höchsten, tiefsten und mittleren Stande in derselben Geraden BKB_1, Fig. 274 (s. f. S.), bei jedem andern Stande weicht er jedoch rechts oder links um Etwas von dieser Linie ab, es ist also auch diese Geradführung keine vollkommene. Da der Träger bei dem höchsten und niedrigsten Kolbenstande die Stellung MD und bei dem mittleren Kolbenstande die Stellung MD_1 einnimmt, so ist zu erwarten, daß er bei den Kolbenständen, wo die Seitenabweichungen $OL = f$ und $O_1L_1 = f_1$ am größten sind, die Mittelstellung MR einnehme. Unter dieser Voraussetzung können wir nun auch diese Seitenbewegungen wie folgt ermitteln.

Die Sehne DD_1 des vom Träger beschriebenen Bogens ist

$KD_1 - KD = l\left(1-cos.\frac{\beta}{2}\right)$, folglich die Ordinate

$$ND = ND_1 = \tfrac{1}{2}DD_1 = y = \frac{l\left(1-cos.\frac{\beta}{2}\right)}{2}.$$

Aus ihr und aus der gegebenen Trägerlänge $MR = d$ ergiebt sich folglich annähernd die Abscisse

$$RN = x = \frac{y^2}{2\,d}.$$

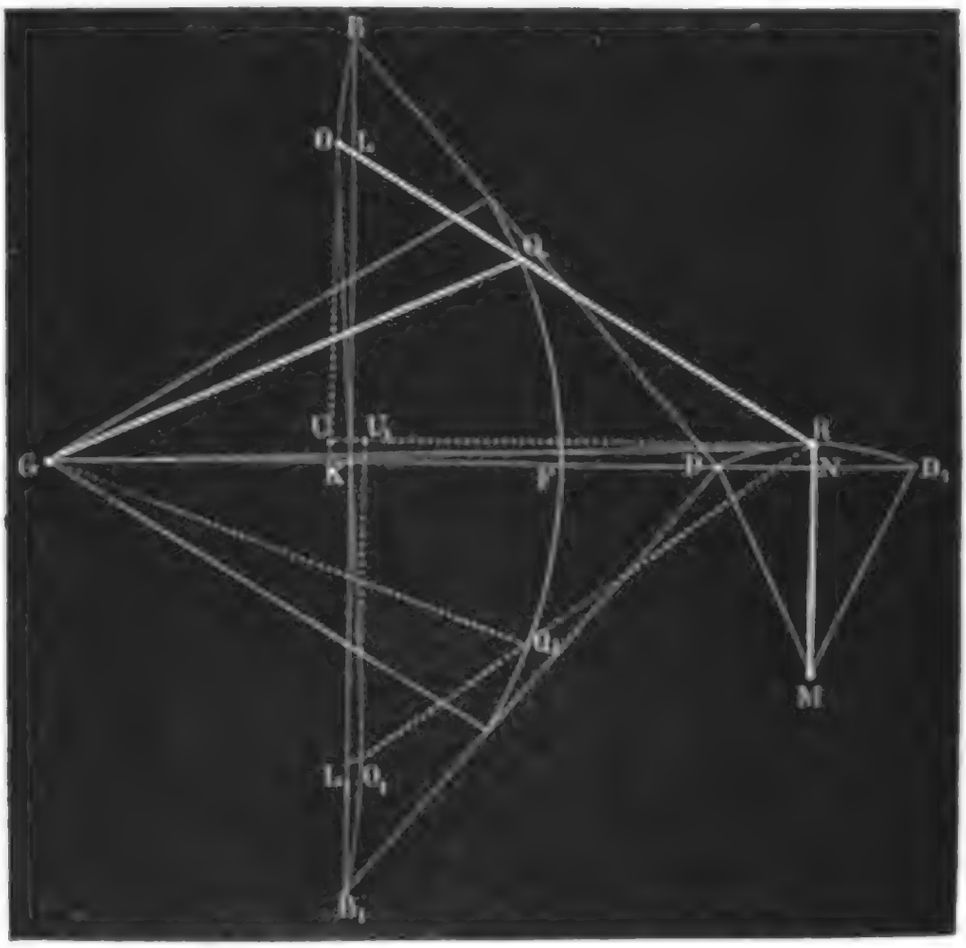
Digitized by Google

Geradführung mit oscillirendem Träger.

Ferner haben wir für den Winkel $RGN = \varphi$

$$tang.\ \varphi = \frac{RN}{GN} = \frac{x}{a + a_1 - y} = \frac{x}{z},$$ wenn wir die Länge $GN = a + a_1 - y$ durch z bezeichnen;

Fig. 274.



dagegen haben wir für den Winkel $GRQ = \psi$, nach einer bekannten trigonometriſchen Formel:

$$cos.\ \psi = \frac{\overline{RQ}^2 + \overline{RG}^2 - \overline{QG}^2}{2\,RQ\,.\,RG} = \frac{a^2 + z^2 - a_1^2}{2\,a\,z},$$

da die Linie RG ſehr nahe $= GN = z$ iſt.

Aus dieſen Hülfswinkeln φ und ψ ergeben ſich nun die Schwingungswinkel

$$URO = \psi - \varphi \text{ und}$$
$$URO_1 = \psi + \varphi;$$

wonach ſich nun die geſuchten Seitenabweichungen f und f_1 berechnen laſſen. Es iſt nämlich

$$LO = RU - NK$$
$$= OR\ cos.\ ORU - (KD_1 - ND_1),\ \text{d. i.}$$

Digitized by Google

Geradführung mit oscillirendem Träger.

$$f = \left(cos.\ (\psi - \varphi) - \frac{\left(1 + cos.\ \frac{\beta}{2}\right)}{2}\right) l \text{ und}$$

$$f_1 = \left(cos.\ (\psi + \varphi) - \frac{\left(1 + cos.\ \frac{\beta}{2}\right)}{2}\right) l.$$

Hätte man $a_1 = a = \frac{l}{2}$ gemacht, so würde

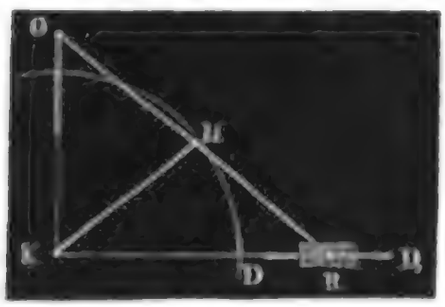
$$cos.\ \psi = \frac{z}{2a} = \frac{l - y}{l} = \frac{1 + cos.\ \frac{\beta}{2}}{2}$$

ausfallen. Wäre überdies noch d unendlich groß, also

$$tang.\ \varphi = \frac{x}{d} = 0, \text{ so hätte man } f = f_1 = 0.$$

Statt eines unendlich langen Trägers läßt sich aber auch eine gerade Stangen- oder Rahmenführung $D D_1$, Fig. 275, anwenden. Daß man in diesem Falle gar keine Seitenbewegung erhält, ist übrigens schon aus der Theorie der Ellipsographen bekannt, welcher zu Folge der Mittelpunkt M einer geraden Linie $O R$ einen Kreis beschreibt, während die Endpunkte O und R dieser Linie in den Schenkeln eines Rechtwinkels $O K D$ fortrücken.

Fig. 275.



Beispiel. Wenn man bei einer Geradführung mit schwingendem Träger den Schwingungswinkel $\beta = 50$ Grad nimmt, so hat man, wie oben Beispiel §. 131, die Balancierarmlänge

$$l = \frac{s}{2\ sin.\ 25^0} = 1{,}1831\ s,$$

und wenn man die Armlänge $a = \frac{2}{3} l = 0{,}7888\ s$ nimmt, so hat man die nöthige Lenkerlänge

$$a_1 = [\tfrac{1}{2}\ (sin.\ 12\tfrac{1}{2}^0)^2 + \tfrac{1}{1}\ (cos.\ 12\tfrac{1}{2}^0)^2]\ .\ 0{,}7888\ s = 1{,}5221\ s.$$

Die Ordinate oder halbe Sehne des vom Träger beschriebenen Bogens ist

$y = (1 - cos.\ 25^0)\ .\ 0{,}59155\ s = 0{,}0544\ s$, daher

$z = a + a_1 - y = 2{,}2565\ s.$

Macht man die Trägerlänge $d = \frac{s}{2}$, so erhält man ferner die Abscisse oder Bogenhöhe

$$x = \frac{y^2}{2d} = \left(\frac{0{,}0544\ s}{s}\right)^2 = 0{,}00296\ s,$$

Digitized by Google

Geradführung mit oscillirendem Träger.

und hieraus folgt nun für den Hülfswinkel φ:

$$tang.\ \varphi = \frac{x}{z} = \frac{0\,00296}{2{,}2565} = 0{,}001312,$$ daher ist dieser Winkel selbst

$$\varphi = 0°, 4', 30''.$$

Ferner ist für den Hülfswinkel ψ:

$$cos.\ \psi = \frac{a^2 + z^2 - a_1{}^2}{2az} = 0{,}95431,$$ und folglich $\psi = 17°, 23', 15''$.

Nun ist $\psi - \varphi = 17°, 18', 45''$ und

$\psi + \varphi = 17°, 27', 45''$; ferner

$cos\ (\psi - \varphi) = 0{,}95465$ und

$cos.\ (\psi + \varphi) = 0{,}95387$. Endlich sind die gesuchten Seitenabweichungen

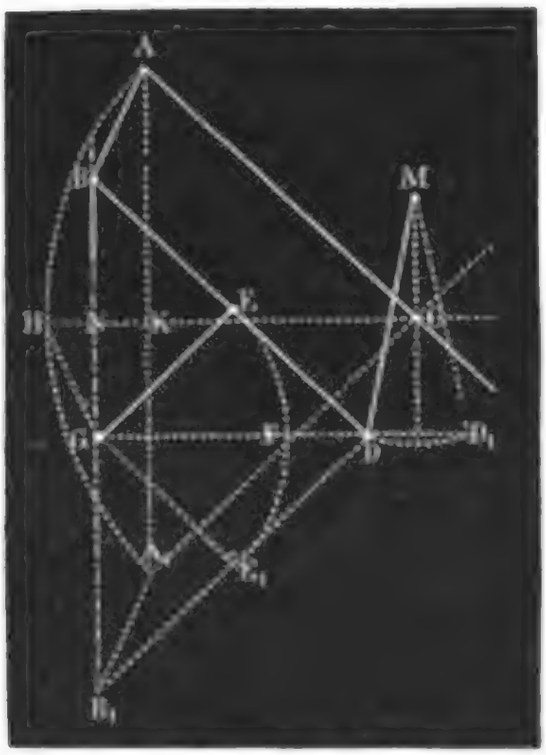
$$f = \left[cos.\ (\psi - \varphi) - \left(cos.\ \frac{\beta}{4}\right)^2\right] l$$

$$= (0{,}95465 - 0\,95315) \,.\, 1{,}1831\, s = 0{,}0018 s \text{ und}$$

$$f_1 = (0{,}95387 - 0{,}95315) \,.\, 1{,}1831\, s = 0{,}0008 s.$$

Anmerkung. Das zuletzt in Betrachtung gezogene Princip der Geradführung läßt sich auch bei einem Balancier mit festliegender Are anwenden. Es ist in diesem Falle der aus dem Vorstehenden bekannte Mechanismus $BEGDM$, Fig. 276, mittels einer Hängeschiene AB an den um die feste Are C schwingenden Balancier AC anzuhängen. Die Anordnung dieses Mechanismus wird dann ähnlich wie die eines Parallelogrammes vollzogen, das Hängeeisen AB nimmt beim tiefsten Stande die Lage $A_1 B_1$ parallel zu AB und beim mittleren Stande die Lage HG ein, welche ebenso viel nach der einen Seite von der Hublinie BB_1 abweicht, wie AB und $A_1 B_1$ nach der andern. Im Wesentlichen besteht übrigens diese Geradführung wie die mittels Parallelogramm u. s. w. aus zwei Lenkarmen GE und MD und einem Gelenk BD, welches beide mit einander verbindet.

Fig. 276.



Schlußanmerkung. Ueber die Theorie der Geradführung mittelst des Watt'schen Parallelogrammes handelt schon ausführlich Prony in seiner Architecture hydraulique, §. 1478 etc. Ziemlich ausführlich spricht auch hierven Willis in seinen Principles of Mechanism, §. 440 etc., auch Verdam in seiner angewandten Werkzeugwissenschaft und Mechanik, Ergänzungsband. Es ist auch hierüber nachzulesen in Hülsses allgemeiner Maschinenencyclopädie der vom Verfasser bearbeitete Artikel »Abänderung der Bewegung«.

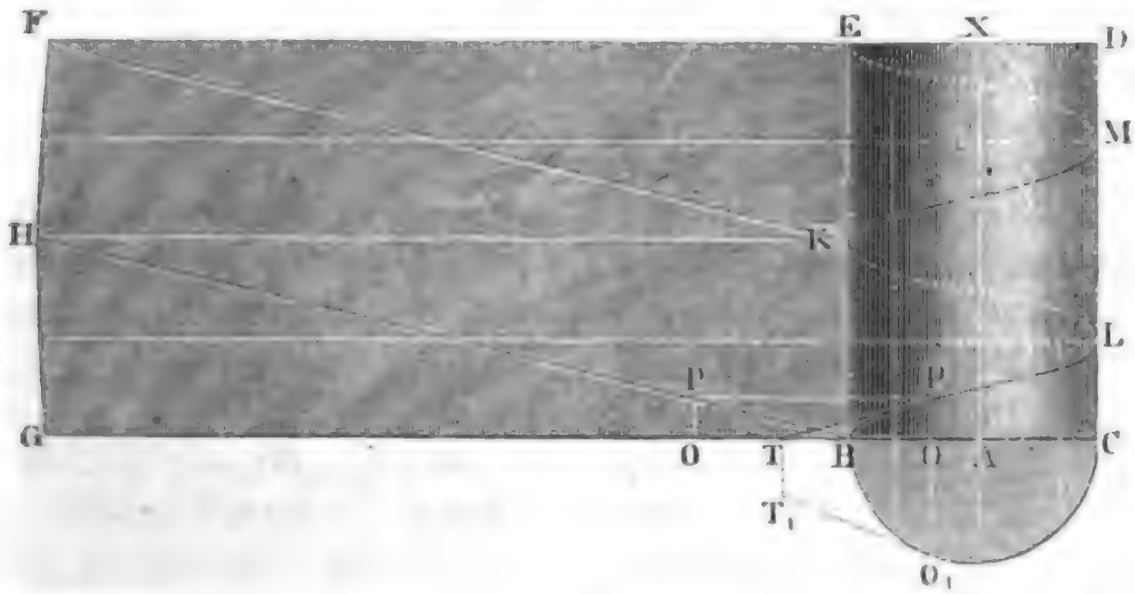
Digitized by Google

Fünftes Kapitel.

Von den Schrauben und von den Schraubenrädern.

§. 135. Der abgewickelte Mantel eines geraden Cylinders $BCDE$, Fig. 277, bildet bekanntlich ein Rechteck $BEFG$. Theilt man nun die- Schraubenlinie.

Fig. 277.



ſes durch Parallellinien (HK) zur Baſis BG in gleiche Theile, zieht man ferner in jedem dieſer Theile die unter ſich parallelen Diagonalen oder Transverſalen BH, KF, und wickelt man endlich dieſen Mantel wieder auf den Cylinder auf, ſo bilden dieſe Transverſalen eine ſtetige doppelt gekrümmte Curve $BLKME$, die ſogenannte Schraubenlinie (franz. hélice; engl. helix). Aus der Entſtehungsweiſe der Schraubenlinie folgt ſogleich, daß dieſe Curve mit unveränderlichem Neigungswinkel gegen die Grundfläche in gleichen Windungen (franz. und engl. spires) auf der Cylinderfläche emporſteigt. Der parallel zur Cylinderaxe AX gemeſſene Abſtand $BK = KE$ u. ſ. w., der Schraubenwindungen von einander, heißt die Höhe eines Schraubenganges (franz. pas de la vis; engl. distance of the spires, pitch of the screw), und der conſtante Neigungswinkel HBG der Schraubenlinie gegen die Baſis des Cylinders, das Anſteigen der Schraubenlinie (franz. inclinaison; engl. inclination).

Iſt r der Halbmeſſer $AB = AC$ des Cylinders, ſo hat man die kreisförmige Baſis der Schraubenlinie

$$BG = 2\pi \,.\, AB = 2\pi r,$$

Digitized by Google

Schraubenlinie. und ist h die Höhe GH eines Schraubenganges, so hat man für das Ansteigen $GBH = \alpha$ desselben:

$$tang.\ \alpha = \frac{GH}{BG} = \frac{h}{2\pi r}.$$

Es wächst also das Ansteigen der Schraube mit der Höhe ihrer Gänge, und nimmt ab, wenn der Halbmesser ein größerer wird.

Jeder Punkt P in der Schraubenlinie ist bestimmt durch eine kreisbogenförmige Abscisse $BO = x$, und durch eine mit der Axe oder Seite des Cylinders parallel laufende Ordinate $OP = y$, und es ist die Gleichung zwischen x und y die der geraden Linie BH, nämlich

$$\frac{PO}{OB} = \frac{GH}{GB}, \text{ d. i. } \frac{y}{x} = \frac{h}{2\pi r} = tang.\ \alpha, \text{ oder}$$

$$y = x\ tang.\ \alpha$$
$$= \beta r\ tang.\ \alpha,$$

wenn β den basischen Winkel BAO_1 bezeichnet, um welchen der Punkt P vom Anfangspunkte B absteht. Es wächst also die Ordinate y direct wie der basische Winkel β, und es ist hiernach die Construction der Schraubenlinie leicht zu vollziehen.

Die Länge eines Schraubenbogens BP ist

$$s = \sqrt{x^2 + y^2} = \frac{y}{sin.\ \alpha} = \frac{x}{cos.\ \alpha} = \frac{\beta r}{cos.\ \alpha},$$

und die einer ganzen Windung

$$BH = l = \sqrt{h^2 + (2\pi r)^2} = \frac{h}{sin.\ \alpha} = \frac{2\pi r}{cos.\ \alpha}.$$

Die Tangente PT für einen Punkt P der Schraubenlinie ist gleich dem rectificirten Schraubenbogen $PB = s$, und ihre basische Projection O_1T_1 ist Tangente zur kreisförmigen Basis und gleich der rectificirten Abscisse $BO = x$.

Schraubenfläche und Schraube. §. 136. Bewegt sich eine gerade Linie BB_1, Fig. 278 und 279, so, daß sie eine Schraubenlinie BLK nie verläßt und stets auch durch die Axe AX des Cylinders geht, um welchen diese Schraubenlinie sich windet, so durchläuft sie eine sogenannte Schraubenfläche $BB_1L_1LK K_1$. Je nachdem die Erzeugungslinie B_1B recht- oder schiefwinkelig gegen die Axe AX der Schraube gerichtet ist, hat man es mit einer rechtwinkeligen oder mit einer schiefen Schraubenfläche zu thun. Fig. 278 repräsentirt eine rechtwinkelige, und Fig. 279 eine schiefe Schraubenfläche. Statt der geraden Erzeugungslinie BB_1 kann man auch eine krumme Linie oder eine ganze Figur, z. B. ein Dreieck, Viereck, einen Halbkreis u. s. w. so auf dem Cylindermantel fortrücken lassen, daß die Ebene dieser Figur stets durch die Axe des Cylinders geht, und die

Digitized by Google

Endpunkte der in dem Cylindermantel liegenden Grundlinie der Figur zwei gleiche Schraubenlinien beſchreiben

Schrauben-fläche und Schraube.

Fig. 278.

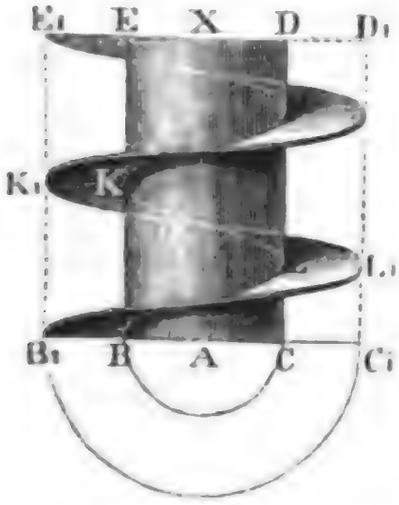
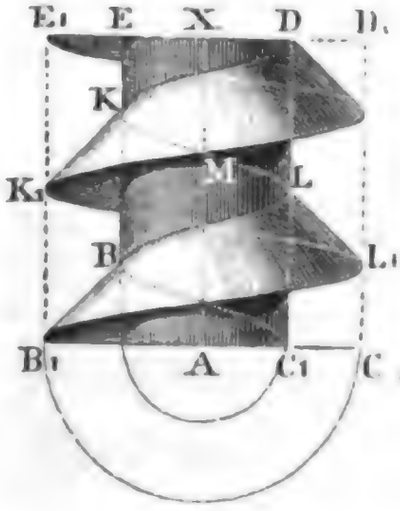


Fig. 279.



Auf dieſe Weiſe entſtehen die ſogenannten Schraubengewinde (franz. filets de vis; engl. threads of the screw). Man unterſcheidet gewöhnlich von einander

das flachgängige und ſcharfgängige Schraubengewinde.

Bei dem flachgängigen Schraubengewinde iſt die Erzeugungsfläche, und alſo auch der Querſchnitt, ein Rechteck, bei dem ſcharfgängigen iſt ſie hingegen ein Dreieck. Das flachgängige Schraubengewinde $BCDEF$, Fig. 280, iſt von zwei gleichen rechtwinkeligen, und das ſcharfgängige Schraubengewinde $BCDEF$, Fig. 281, von zwei gleichen ſchiefwinkeli-

Fig. 280.

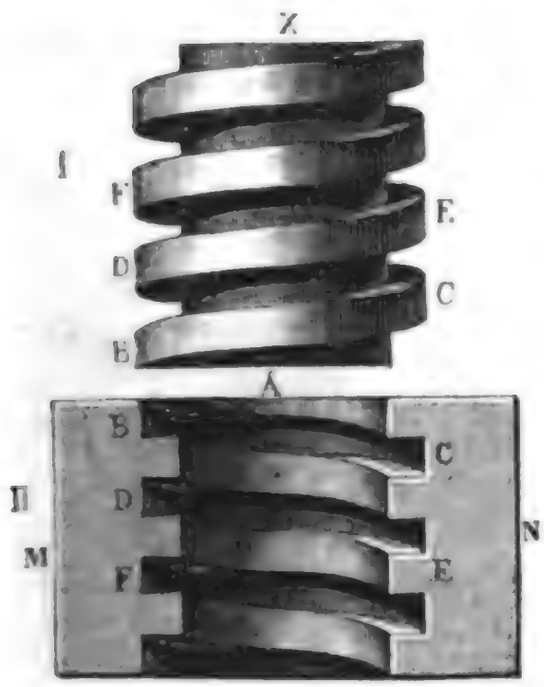
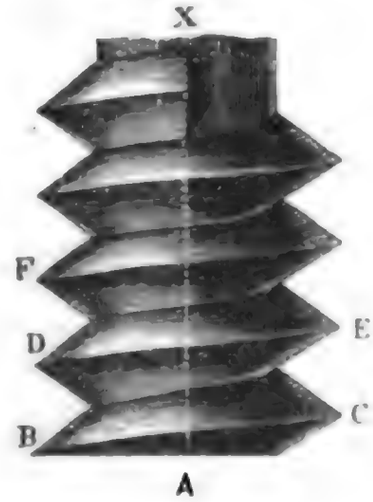


Fig. 281.



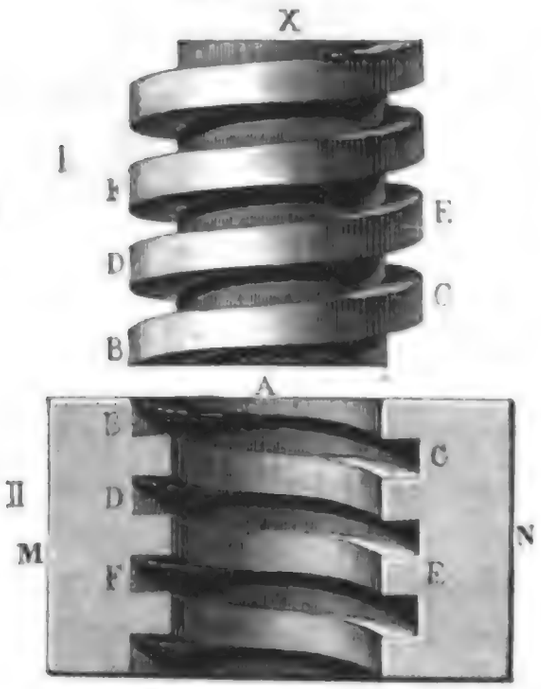
Digitized by Google

Schrauben-fläche und Schraube.

gen Schraubenflächen begrenzt. Seltener hat man Schraubengewinde mit kreisförmigem oder trapezoidalem Querschnitte.

Zu einer vollständigen Schraube (franz. vis; engl. screw) gehören zwei in einander greifende Gewinde, ein erhabenes und ein vertieftes. Das erhabene Schraubengewinde AEF, Fig. 282, I, bildet mit dem Cylinder AX, um welchen es herumläuft, die sogenannte Schraubenspindel (franz. noyau; engl. male screw, nut), das hohle Stück MN mit dem ausgehöhlten Schraubengewinde $BCDEF$, Fig. 282, II, wird hingegen die Schraubenmutter (franz. écrou; engl. female screw) genannt. Bei dem Gebrauche wird die Schraubenspindel durch die Schraubenmutter hindurchgesteckt, was jedoch nur durch Umdrehung der Spindel oder der Mutter um die gemeinschaftliche Axe AX zu ermöglichen ist.

Fig. 282.



Man unterscheidet rechte oder rechtsgängige, und linke oder linksgängige Schrauben von einander. Bei jenen steigt das Gewinde $BCDEF$ von links nach rechts, bei dieser hingegen von rechts nach links auf. Fig. 282 und 283 sind rechte Schrauben, Fig. 284 dagegen stellt eine linke Schraube vor.

Fig. 283.

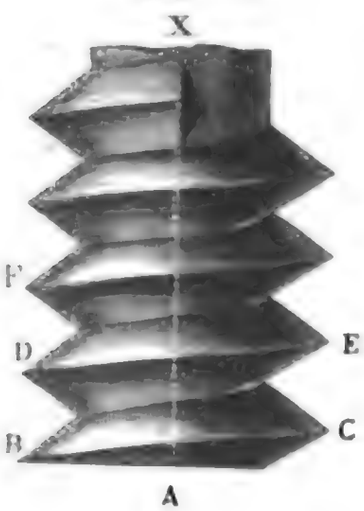
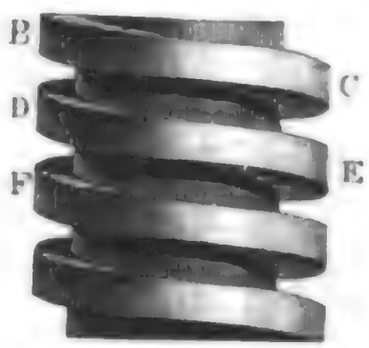


Fig. 284.



Digitized by Google

Endlich sind auch einfache und doppelte oder mehrfache Schrauben von einander zu unterscheiden. Eine einfache Schraube hat nur ein Gewinde; alle Gänge derselben entsprechen einer einzigen Schraubenlinie; eine doppelte Schraube besteht dagegen aus zwei und eine mehrfache Schraube aus mehreren Gewinden. Einfache Schrauben sind in den Figuren 282, 283 und 284 abgebildet, eine doppelte Schraube, mit den Gewinden $B_1 C_1 D_1 E_1$ und $B_2 C_2 D_2 E_2$, zeigt Fig. 285, und eine vierfache, mit den Gewinden $B_1 C_1 D_1$, $B_2 C_2$, $B_3 C_3$ und $B_4 C_4$ stellt Fig. 286 vor. Doppelte und mehrfache Schrauben sind nur bei einem starken Ansteigen der Schraubengänge anwendbar.

Schrauben-fache und Schraube.

Fig. 285.

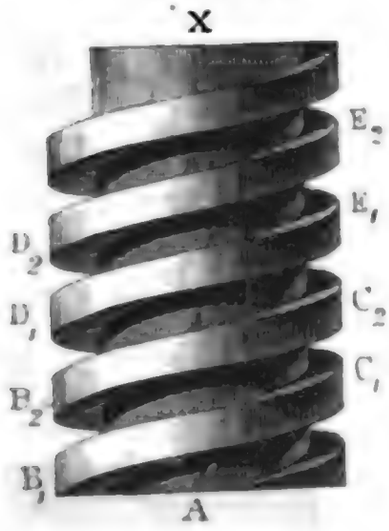
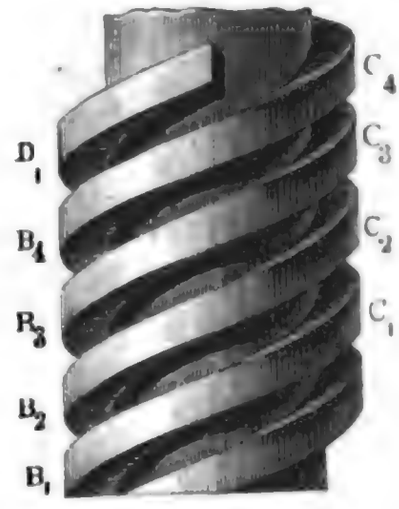


Fig. 286.



§. 137. Die Bewegung einer Schraube ist eine doppelte, nämlich drehend und fortschreitend. Es kann nun entweder

Schrauben-bewegung.

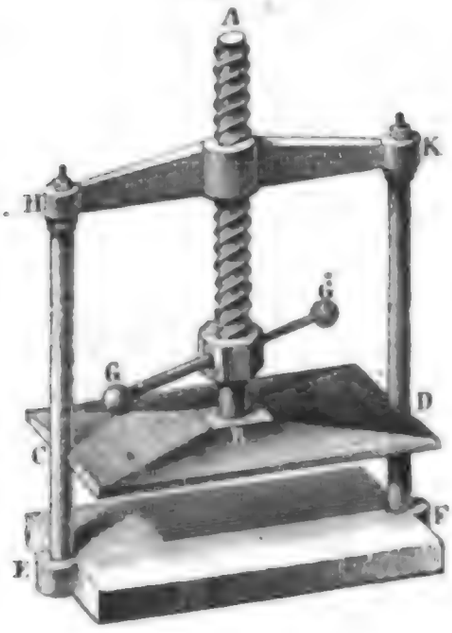
1) die Schraubenspindel beide Bewegungen zugleich haben, oder sie kann
2) sich bloß drehen, und dagegen die Mutter progressiv fortbewegen, oder
3) die Schraubenmutter hat beide Bewegungen zugleich, oder
4) die Schraubenmutter bewegt sich drehend und die Spindel fortschreitend.

In allen den Fällen, wenn die Mutter festgehalten wird, also auch dann, wenn die sogenannten Holzschrauben eingebohrt werden, wo das Holz die Stelle der Mutter vertritt, hat die Spindel beide Bewegungen zugleich. Es gehört hierher z. B. auch die gewöhnliche Schraubenpresse, Fig. 287 (s. f. S.), wo die Spindel AB eine bewegliche Tafel CD gegen den in einen Rahmen EF eingelegten Stoff drückt, und die Schraubenmutter durch einen Riegel HK dieses Rahmens gebildet wird. Liegt hingegen die Schraubenspindel in Lagern, welche das Fortrücken derselben in der Axenrichtung verhindern, und geht dagegen die Schraubenmutter in einer Führung, welche nur ein Fortschreiten, dagegen aber keine Drehung

Schraubenbewegung

dieſes Stückes zuläßt, ſo nimmt die Spindel die drehende und die Mutter die progreſſive Bewegung an, und man hat es daher mit dem zweiten Falle zu thun. Hierher gehört z. B. die Bewegung eines Schraubenſtockes (franz. étau; engl vice) $ABCD$, Fig. 288, wo das Backenſtück B mittelſt einer Schraube CD gegen das Backenſtück A angezogen wird und dabei auf der Leitung EF fortgleitet.

Fig. 287.



Der dritte Fall, wo die Schraubenmutter beide Bewegungen zugleich hat, kommt beſonders dann vor, wenn die Schraube zur feſten Verbindung zweier Körper dient. Der durch die zu verbindenden Körper A und B geſteckte

Fig. 288.

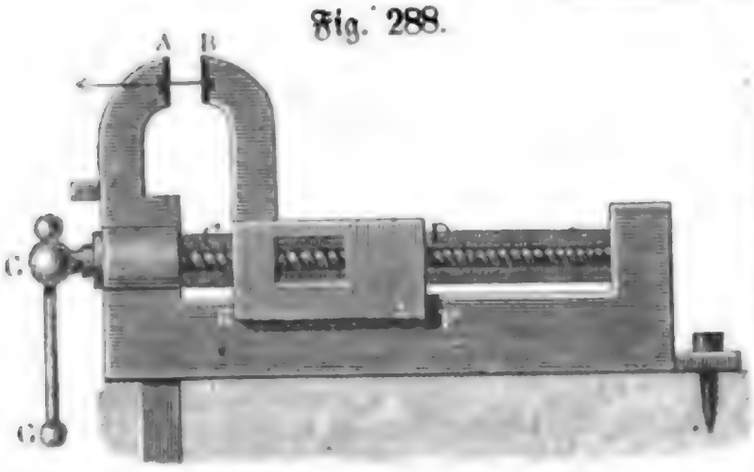


Fig. 289.

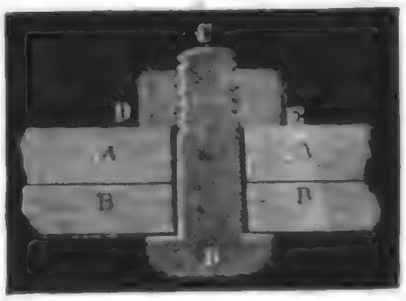
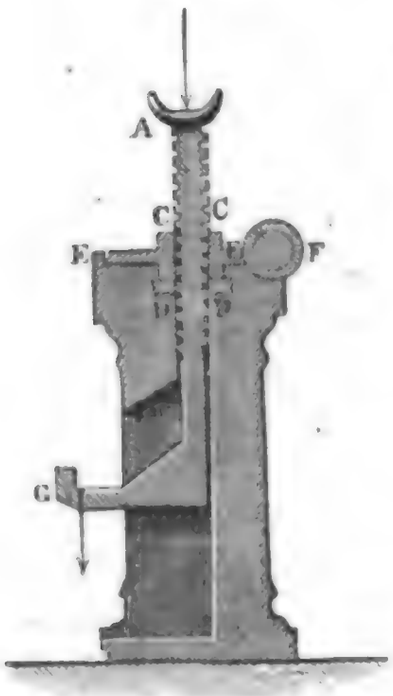


Fig. 290.



Bolzen BC, Fig. 289, iſt hier nur am Ende C ſchraubenförmig zugeſchnitten, und es werden dieſe beiden Körper durch Umdrehung der Schraubenmutter an einander gepreßt.

Der vierte Fall kommt endlich vorzüglich bei den ſogenannten Wagenwinden (franz. crics; engl. listing jacks) vor, wie aus einem Durchſchnitt in Fig. 290 zu erſehen iſt. Es iſt hier AB die Schraubenſpindel, CC die auf einer Lagerplatte DD ruhende Schraubenmutter und EE ein mit der Mutter ein Ganzes ausmachendes Zahnrad, zwiſchen deſſen Zähne eine Schraubenſpindel EF eingreift.

Digitized by Google

Wird die letztere umgedreht, so läuft auch die Mutter CC um und zieht dabei die Schraubenspindel allmälig empor. Die dadurch zu hebende Last wirkt entweder an dem Kopfe A, oder an dem Fuße BG der Schraubenspindel. Schraubenbewegung.

§. 138. Die Umdrehung der Schrauben erfolgt meist nur durch die menschliche Hand und zwar Schraubenschlüssel.

1) entweder unmittelbar, oder

2) mittelbar, d. h. mittels eines Schraubenziehers oder Schraubenschlüssels.

In beiden Fällen ist es nöthig, entweder den Kopf der Schraubenspindel oder die Schraubenmutter selbst zum Angreifen der Umdrehungskraft geschickt zu machen. In dem ersten Falle giebt man z. B. deshalb dem Schraubenkopf oder der Schraubenmutter einen gerändelten Umfang, oder versieht sie mit besonderen Flügeln, oder man bedient sich der Hebel, Schwengel oder Räder zur Umdrehung der Schrauben. Die Umdrehung der Schraubenspindel mittels eines Hebels GG ist aus den Figuren 287 und 288 zu ersehen; die Umdrehung der Schraubenmutter CC mittels eines Rades EE kommt bei der Wagenwinde in Fig. 290 vor.

Die Schraubenzieher (franz. tournevis; engl. screw-drivers) dienen vorzüglich zum Umdrehen der Schraubenspindel, wogegen die Schraubenschlüssel (franz. clefs à vis; engl. turn-screws) mehr zum Umdrehen der Schraubenmutter angewendet werden. Beide Apparate bestehen wesentlich in einem Hebel, welcher den umzudrehenden Schraubentheil erfaßt, der eine hierzu passende Gestalt erhalten muß. Zu diesem Zwecke werden z. B. die Schraubenköpfe quadratisch oder hexagonal geformt, oder es werden Einschnitte oder Löcher in denselben angebracht.

Ein meißelförmiger Schraubenzieher ABC zum Einbohren einer sich die Mutter selbst bildenden Holzschraube DE ist in Fig. 291 abgebildet. Der Kopf D dieser Schraube ist zum Einsetzen des Schraubenziehers mit einem Einschnitt versehen. Einen Schraubenschlüssel AB für eine quadratische Schraubenmutter B zeigt Fig. 292 (s. f. S.), und einen solchen für eine hexagonale Mutter Fig. 293. Man hat auch Universalschraubenschlüssel, welche sich bei

Fig. 291.

Schrauben-schlüssel. Schraubenköpfen und Schraubenmuttern von verschiedenen Größen an-

Fig. 292.

Fig. 293.

Fig. 294.

wenden lassen; Fig. 294 giebt die Abbildung eines solchen Schlüssels. Von den beiden Backen A und B, womit hier der Schraubenkopf C ergriffen wird, ist der eine (A) mit der Handhabe DE fest, dagegen der andere (B) vermittels einer Schraube F, deren Mutter in der Handhabe enthalten ist, verbunden. Durch Drehung der letzteren um ihre eigene Längenaxe läßt sich der Abstand zwischen den beiden Backen, der Dicke des Schraubenkopfes entsprechend stellen.

Anwendung der Schrauben. §. 139. Sehr mannigfaltig ist die Anwendung der Schrauben. Am häufigsten dienen dieselben

1) als Befestigungsmittel zweier Körper (s. Fig. 289). Nächstdem wendet man sie aber auch an,

2) um eine kreisförmige Bewegung in eine geradlinige umzuändern, namentlich wenn es darauf ankommt, kleine geradlinige Bewegungen zu erzeugen oder große Kräfte auszuüben. Wegen der großen Reibung, welche die Schrauben verursachen, wendet man dieselben jedoch nur selten als stetig arbeitende Zwischenmaschine, desto häufiger aber als Stellapparate bei Maschinen und Instrumenten an. Stellschrauben, welche dazu dienen, Maschinen oder Instrumententheile auf einen gewissen Ort einzustellen, kennen wir schon vielfach aus dem Früheren, so z. B. Band III, Fig. 24, 26, 106 u. s. w. Vorzügliche Anwendung finden die Schrauben, wenn es darauf ankommt, genaue Messungen oder Eintheilungen zu bewirken. Die hierzu verwendeten Schrauben heißen Mikrometerschrauben. Mittels derselben schließt man aus dem Umdre-

Digitized by Google

hungswinkel der Schraube auf den Weg ihres axiellen Fortrückens, und man verſieht zu dieſem Zwecke den Schraubenkopf mit einer Eintheilung. Da bei einer vollſtändigen Umdrehung (360^0) die Schraube um ihre Ganghöhe h fortrückt, ſo wird ſie bei der Drehung von β^0 um einen Weg s fortrücken, welcher durch die Proportion

Anwendung der Schrauben.

$$\frac{s}{h} = \frac{\beta^0}{360^0} \text{ beſtimmt iſt.}$$

Mikrometerſchrauben müſſen ſehr accurat, und namentlich ſo conſtruirt ſein, daß das Anſteigen α an allen Stellen ſehr genau eines und daſſelbe iſt.

Bei den ſogenannten Preſſen und Prägwerken dienen die Schrauben dazu, um eine große Kraft durch Druck oder Stoß auszuüben und dadurch Körper zuſammenzudrücken oder in ihrer Form zu verändern. Die ſogenannten Druck-, Preß- oder Klemmſchrauben endlich werden angewendet, um das Verſchieben zweier Körper an einander durch die aus dem Schraubendrucke hervorgehende Reibung zu verhindern.

§. 140. Der Querſchnitt F und alſo auch die Stärke d_1 einer Schraubenſpindel muß eine der Axenkraft Q der Schraube angemeſſene Größe haben. Iſt K die Feſtigkeit des Schraubenmateriales, ſo haben wir bekanntlich

Dimenſionen der Schrauben.

$$Q = FK = \frac{\pi d_1^2}{4} K, \text{ und daher iſt umgekehrt}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi K}}.$$

Da die Schraube außer der Axenkraft Q auch eine dem Q proportionale Torſionskraft auszuhalten hat, ſo iſt allerdings K kleiner als gewöhnlich anzunehmen, oder d_1 noch etwas größer zu machen als dieſe Formel mit Anwendung des bekannten K giebt. Nach l., §. 189 wäre für Schmiedeeiſen bei ſechsfacher Sicherheit, $K = 10000$ Pfund, und für Holz bei zehnfacher Sicherheit, $K = 1200$ Pfund. Dies vorausgeſetzt bekämen wir hiernach die Stärke eiſerner Schraubenſpindeln:

$$d_1 = 0{,}0113 \sqrt{Q}, \text{ und die hölzerner}$$

$$d_1 = 0{,}0326 \sqrt{Q} \text{ Zoll;}$$

aus dem angegebenen Grunde nimmt man aber für eiſerne Schrauben

$$d_1 = 0{,}02 \sqrt{Q} \text{ Zoll} = 0{,}24 \sqrt{Q} \text{ Linien,}$$

und für hölzerne Schrauben

$$d_1 = 0{,}05 \sqrt{Q} \text{ Zoll} = 0{,}60 \sqrt{Q} \text{ Linien.}$$

Nun berechnet ſich, mit Hülfe des gegebenen Anſteigens α, die Höhe eines Schraubenganges: $h = \pi d_1 \, tang. \, \alpha$.

Digitized by Google

Dimensionen der Schrauben.

In der Regel giebt man statt α das Verhältniß $n = \frac{d_1}{h}$ des Durchmessers zur Höhe eines Schraubenganges, oder die Anzahl der Gewinde auf die Länge d_1, und dann berechnet sich die Höhe eines Schraubenganges mittels der einfachen Formel, $h = \frac{d_1}{n}$.

Bei den einfachen flachen Schrauben aus Eisen nimmt man meist $n = 3{,}5$ bis 4; hier ist also $h = {}^2/_8\, d_1$ bis ${}^2/_7\, d_1$.

Man giebt dem Gewinde dieser Schrauben einen quadratischen Querschnitt, und macht daher die Höhe und Tiefe eines Gewindes $b = {}^1/_2\, h = {}^1/_8\, d_1$ bis ${}^1/_7\, d_1$, also den äußern Schraubendurchmesser $d_2 = d_1 + 2b = {}^5/_4\, d_1$ bis ${}^9/_7\, d_1$.

Bei doppelten und mehrfachen Schraubengewinden macht man zwar ebenfalls $b = {}^1/_8\, d_1$ bis ${}^1/_7\, d_1$, dagegen nimmt man, um quadratische Gewinde zu erhalten, die Ganghöhe $h = 2mb$, wo m die Zahl der Schraubengewinde ist.

Scharfe eiserne Schraubenbolzen erhalten bei dem Schraubenspindeldurchmesser d_1 von ${}^1/_4$ bis 4 Zoll das Steigungsverhältniß $n = {}^1/_5$ bis ${}^1/_{12}$. Bei den scharfen hölzernen Schrauben ist für d_1 unter 1 Zoll, $n = 3{}^1/_2$, für d_1 über 1 Zoll, $n = 4$.

Damit weder die Gewinde der Schraubenspindel noch die der Schraubenmutter abreißen, muß die letztere eine gewisse Höhe h_1 erhalten. Die Fläche, in welcher das Abreißen der Schraubengewinde erfolgt, ist bei quadratischem Gewinde $\pi d_1 . \frac{h_1}{2}$ und bei triangulären $\pi d_1 . h_1$; daher hat man zu setzen für die quadratischen Gewinde: $\frac{\pi d_1 h_1}{2} K = Q$, und für die triangulären: $\pi d_1 h_1 K = Q$. Nun ist aber auch $Q = \frac{\pi d_1^2}{4} K$ gefunden worden, folglich können wir im ersten $h_1 = \frac{d_1}{2}$ und im zweiten $h_1 = \frac{d_1}{4}$ setzen, der Sicherheit wegen nehmen wir aber im ersten Fall $h_1 = {}^8/_5\, d_1$, und im zweiten $h_1 = {}^6/_5\, d_1$.

Die Höhe des Schraubenkopfes nimmt man dagegen nur $h_2 = {}^3/_5\, d_1$, und den äußeren Durchmesser desselben, so wie den der Mutter, $d_2 = {}^8/_5\, d_1$.

Theorie der flachgängigen Schrauben.

§. 141. Die Theorie der Schraube läßt sich auf die der schiefen Ebene (s. I., §. 162) zurückführen; das vertikal niederziehende Gewicht G der schiefen Ebene ist hier die parallel zur Axe der Schraube wirkende und auf den mit der Mutter in Berührung kommenden Theil der Schraubenfläche vertheilte Last Q, Fig. 295, und die Kraft P der schiefen Ebene ist hier die Umdrehungskraft P_1 der Schraube, welche wir uns zunächst in der Mitte

Digitized by Google

hungswinkel der Schraube auf den Weg ihres axialen Fortrückens, und man versieht zu diesem Zwecke den Schraubenkopf mit einer Eintheilung. Da bei einer vollständigen Umdrehung (360°) die Schraube um ihre Ganghöhe h fortrückt, so wird sie bei der Drehung von β^0 um einen Weg s fortrücken, welcher durch die Proportion $\frac{s}{h} = \frac{\beta^0}{360^0}$ bestimmt ist. Anwendung der Schrauben.

Mikrometerschrauben müssen sehr accurat, und namentlich so construirt sein, daß das Ansteigen α an allen Stellen sehr genau eines und dasselbe ist.

Bei den sogenannten Pressen und Prägwerken dienen die Schrauben dazu, um eine große Kraft durch Druck oder Stoß auszuüben und dadurch Körper zusammenzudrücken oder in ihrer Form zu verändern. Die sogenannten Druck-, Preß- oder Klemmschrauben endlich werden angewendet, um das Verschieben zweier Körper an einander durch die aus dem Schraubendrucke hervorgehende Reibung zu verhindern.

§. 140. Der Querschnitt F und also auch die Stärke d_1 einer Schraubenspindel muß eine der Axenkraft Q der Schraube angemessene Größe haben. Ist K die Festigkeit des Schraubenmateriales, so haben wir bekanntlich Dimensionen der Schrauben.

$$Q = FK = \frac{\pi d_1^{\,2}}{4} K \quad \text{und daher ist umgekehrt} \quad d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi K}}.$$

Da die Schraube außer der Axenkraft Q auch eine dem Q proportionale Torsionskraft auszuhalten hat, so ist allerdings K kleiner als gewöhnlich anzunehmen, oder d_1 noch etwas größer zu machen, als diese Formel mit Anwendung des bekannten K giebt. Nach I., §. 189 wäre für Schmiedeeisen bei sechsfacher Sicherheit, $K = 10000$ Pfund, und für Holz bei zehnfacher Sicherheit, $K = 1200$ Pfund. Dies vorausgesetzt bekämen wir hiernach die Stärke eiserner Schraubenspindeln:

$d_1 = 0{,}0113\sqrt{Q}$, und die hölzerner, $d_1 = 0{,}0326\sqrt{Q}$ Zoll;

aus dem angegebenen Grunde nimmt man aber für eiserne Schrauben

$$d_1 \doteq 0{,}02\sqrt{Q} \text{ Zoll} = 0{,}24\sqrt{Q} \text{ Linien},$$

und für hölzerne Schrauben, $d_1 = 0{,}05\sqrt{Q}$ Zoll $= 0{,}60\sqrt{Q}$ Linien.

Rechnet man im Mittel den äußeren Durchmesser der Schraube: $d_2 = 1{,}2\,d_1$, so folgt auch für eiserne Schrauben:

$$d_2 = 0{,}024\sqrt{Q} \text{ Zoll} = 0{,}288\sqrt{Q} \text{ Linien},$$

und für hölzerne Schrauben: $d_2 = 0{,}06\sqrt{Q}$ Zoll $= 0{,}720\sqrt{Q}$ Linien.

Mit Hülfe des Steigwinkels α_2 der äußeren Schraubenlinie läßt sich nun auch die Ganghöhe und zwar mittels der Formel

$$h = \pi d_2 \, tang.\, \alpha_2 \text{ berechnen.}$$

In der Regel giebt man statt α_2 das Verhältniß $n = \frac{d_2}{h} = \frac{cotang.\,\alpha_2}{\pi}$ des Durchmessers d_2 zur Höhe h eines Schraubenganges, oder die Anzahl

Digitized by Google

Dimensionen der Schrauben.

n der Gewinde auf das Stück d_2 von der Axenlänge der Schraubenspindel, und dann berechnet sich die Höhe eines Schraubenganges mittels der einfachen Formel $h = \frac{d_2}{n}$.

Nach Reuleaux soll man für eiserne Schrauben mit dreiseitigen Gewinden:

$$h = 0{,}04 + 0{,}08\, d_2 \text{ Zoll}, \quad \text{also} \quad n = \frac{d_2}{0{,}04 + 0{,}08\, d_2},$$

und für solche mit vierseitigen Gewinden:

$$h = 0{,}08 + 0{,}09\, d_2 \text{ Zoll}, \quad \text{also} \quad n = \frac{d_2}{0{,}08 + 0{,}09\, d_2} \text{ setzen.}$$

Bei eisernen Schrauben mit dreiseitigen Gängen von $^1/_4$ bis 4 Zoll Stärke ist gewöhnlich $n = 5$ bis 12, hingegen bei Holzschrauben von $^1/_2$ bis 2 Zoll Stärke, ist $n = {}^7/_2$ bis 4. Eiserne Schrauben mit rectangulären Gewinden erhalten bei $^1/_2$ bis 4 Zoll Stärke, $n = 4$ bis 9.

Anmerkung. Der Durchmesser des Schraubenkernes ist für Schrauben mit dreiseitigen Gewinden: $d_1 = 0{,}9\, d_2 - 0{,}052$ Zoll,
und für solche mit quadratischen Gewinden: $d_1 = 0{,}91\, d_2 - 0{,}08$;
es ist also die Gangtiefe bei den ersteren Gewinden:

$$b = \frac{d_2 - d_1}{2} = 0{,}05\, d_2 + 0{,}026,$$

und bei den letzteren: $b = \frac{d_2 - d_1}{2} = 0{,}045\, d_2 + 0{,}04 = {}^1/_2\, h$.

Schrauben mit zwei oder mehreren quadratischen Gewinden erhalten die Gangtiefe $b = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{m\,h}{2}$, wenn m die Anzahl der Gewinde bezeichnet; es ist also hier $d_1 = d_2 - m\,h$.

Damit weder die Gewinde der Schraubenspindel noch die der Schraubenmutter abreißen, muß man der letzteren eine gewisse Höhe h_1 geben. Die Fläche, in welcher das Abreißen der Schraubengewinde erfolgt, ist $= \pi\, d_1 \,.\, \frac{h_1}{2}$, und läßt sich daher auch dem Querschnitt $\frac{\pi\, d_1^{\,2}}{4}$ des Schraubengewindes gleichsetzen. Hiernach ist nun $\pi\, d_1\, \frac{h_1}{2} = \frac{\pi\, d_1^{\,2}}{4}$, d. i. $h_1 = \frac{d_1}{2}$.

In der Praxis macht man aber, um der Mutter eine sichere Führung zu geben, gewöhnlich $h_1 = d_2$ bis $^1/_3\, d_2$. Der Durchmesser des Kreises, welcher sich in das von der Basis der Schraubenmutter gebildete Sechseck einschreiben läßt, erhält den Durchmesser $d_3 = 1{,}4\, d_2 + 0{,}2$ Zoll.

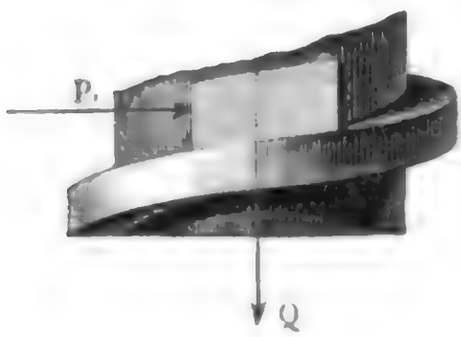
Der Schraubenkopf bekommt bei demselben Durchmesser d_2 nur die Höhe $h_2 = 0{,}7\, d_2$.

Theorie der flachgängigen Schrauben.

§. 141. Die Theorie der Schraube läßt sich auf die der schiefen Ebene (s. I., §. 162) zurückführen; das vertikal niederziehende Gewicht G der schiefen Ebene ist hier die parallel zur Axe der Schraube wirkende und auf den mit der Mutter in Berührung kommenden Theil der Schraubenfläche vertheilte Last Q, Fig. 295, und die Kraft P der schiefen Ebene ist hier die Umdrehungskraft P_1 der Schraube, welche wir uns zunächst in der Mitte

der Breite der Schraubenfläche angreifend denken können. Ist nun die Schraube flachgängig, und ihr Ansteigen $= \alpha$, der Reibungswinkel aber $= \varrho$, so können wir daher nach I., §. 162 die Umdrehungskraft der Schraubenmutter oder Spindel setzen: Theorie der flachgängigen Schrauben.

Fig. 295.



$$P_1 = Q\ tang.\ (\alpha \pm \varrho),$$

wobei das Pluszeichen zu nehmen ist, wenn es darauf ankommt die Umdrehung der Schraube durch P_1 zu bewirken, und das Minuszeichen, wenn P_1 bloß die Umdrehung der Schraube durch Q verhindern soll.

Giebt man statt des Steigwinkels α den mittleren Schraubenhalbmesser r oder Durchmesser $d = 2r$, und die Ganghöhe h, so hat man

$$tang.\ \alpha = \frac{h}{2\pi r} \quad \text{und daher}$$

$$P_1 = \frac{tang.\ \alpha \pm tang.\ \varrho}{1 \mp tg.\ \alpha\ .\ tang.\ \varrho}\ Q = \frac{\frac{h}{2\pi r} \pm \varphi}{1 \mp \varphi\ .\ \frac{h}{2\pi r}}\ Q = \frac{h \pm 2\varphi\pi r}{2\pi r \mp \varphi h}\ Q$$

$$= \frac{h \pm \varphi\pi d}{\pi d \mp \varphi h}\ .\ Q, \quad \text{wobei } \varphi \text{ den Reibungscoefficienten bezeichnet.}$$

Diese Formel gilt übrigens ebenso gut für zwei- und mehrgängige Schrauben als für eine eingängige Schraube.

Der mittlere Durchmesser d der Schraube bestimmt sich aus dem Durchmesser d_1 der Spindel und aus dem äußeren Durchmesser d_2 der Schraube nach I., §. 171 durch die Formel

$$d = \tfrac{2}{3}\ \frac{d_2^3 - d_1^3}{d_2^2 - d_1^2} = \frac{d_2 + d_1}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{6\,(d_2 + d_1)} = a + \frac{b^2}{3a},$$

wenn a das arithmetische Mittel $\frac{d_1 + d_2}{2}$ und b die Gewindbreite oder die halbe Differenz $\frac{d_2 - d_1}{2}$ der Durchmesser d_2 und d_1 bezeichnet.

Meist ist $\frac{b^2}{3a}$ so klein, daß man ohne Bedenken den mittleren Schraubendurchmesser $d = \frac{d_1 + d_2}{2}$, d. i. dem arithmetischen Mittel aus dem inneren und aus dem äußeren Schraubendurchmesser gleichsetzen kann.

Ohne Reibung hätten wir

$$P_1 = Q\ tang.\ \alpha = \frac{h}{2\pi r}\ Q = \frac{h}{\pi d}\ Q;$$

Digitized by Google

Theorie der flachgängigen Schrauben.

es iſt folglich der Wirkungsgrad einer zur Arbeitsverrichtung dienenden Schraube $\eta = \frac{tang.\,\alpha}{tang.\,(\alpha+\varrho)}$.

Man ſieht, daß der Wirkungsgrad nicht allein für $\alpha = 0$, ſondern auch für $\alpha + \varrho = 90^0$, d. i. für $\alpha = 90^0 - \varrho$ unendlich klein wird; bei einem unendlich kleinen Steigwinkel und bei dem Steigwinkel $\alpha = 90^0 - \varrho$, welcher dem Reibungswinkel zu einem Rechten ergänzt, iſt alſo die Nutzlaſt der Schraube nur ein unendlich kleiner Theil der Geſammtlaſt. Der Wirkungsgrad $\eta = tang.\,\alpha\ cotg.\,(\alpha+\varrho)$ iſt dagegen ein Maximum für

$$\alpha = \frac{90^0 - \varrho}{2} = 45 - \frac{\varrho}{2} \quad \text{oder für}$$

$cotg.\,2\alpha = tang.\,\varrho = \varphi$ (vergl. II., §. 3), und zwar

$$\eta = \left[tang.\left(45^0 - \frac{\varrho}{2}\right)\right]^2.$$

Für metallene Schrauben iſt (nach I., §. 161) der Reibungscoefficient $\varphi = tang.\,\varrho = 0{,}12$ und daher $\varrho = 6^0,51'$; dieſem nach iſt folglich der Wirkungsgrad einer flachgängigen Schraube ein Maximum für das Anſteigen $\alpha = 45^0 - 3^0,25\frac{1}{2}' = 41^0,25\frac{1}{2}'$, und zwar

$$\eta = (tang.\,41^0,25\frac{1}{2}')^2 = 0{,}7786.$$

Bei allen größeren oder kleineren Steigungswinkeln iſt alſo der Wirkungsgrad kleiner. Man erſieht hieraus, daß mit der Anwendung einer Schraube als Zwiſchen- oder Arbeitsmaſchine ein namhafter Verluſt an Kraft verbunden iſt, und wendet deshalb dieſelbe als Arbeitsmaſchine auch faſt nur bei Präg- und Stoßwerken und zwar da nur mit ſtarkem Anſteigen an.

§. 142. Die Kraft, womit die Schraube umgedreht wird, hat ihren Angriffspunkt nicht in den Schraubengängen ſelbſt, ſondern ſie wirkt an einem längeren Arme $CA = a$ eines im Kopfe der Schraube Fig. 296, oder am Umfange der Schraubenmutter C, Fig. 299, angebrachten Hebels. Es iſt folglich auch das Moment Pa dieſer Kraft dem Momente $P_1 r = \frac{P_1 d}{2}$ der im vorigen Paragraphen gefundenen Kraft P_1, welche im Schraubengewinde ſelbſt angreift, gleich zu ſetzen. Hiernach haben wir alſo

$$P = \frac{r}{a} P_1$$

$$= \frac{r}{a} Q\ tang.\,(\alpha+\varrho)$$

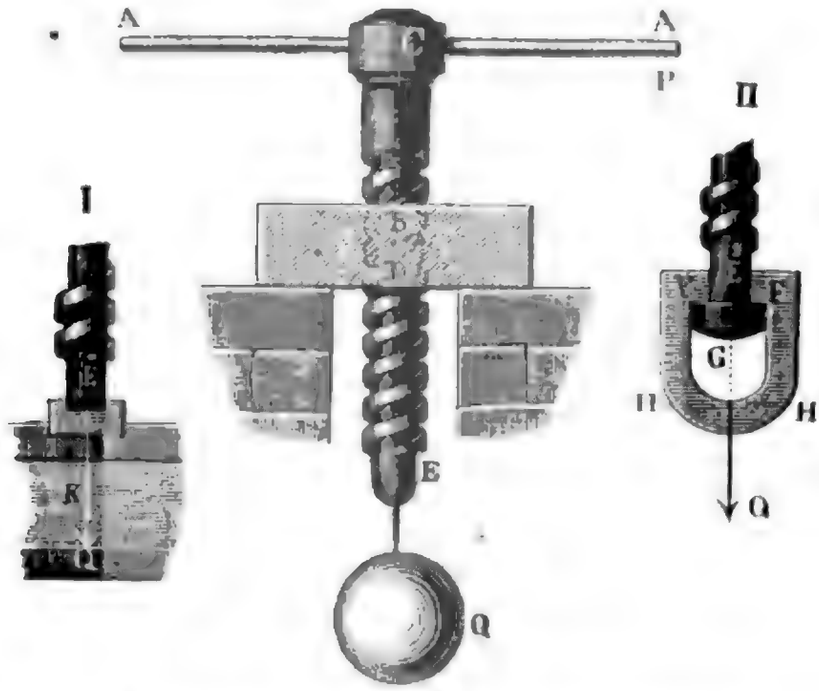
$$= \frac{h \pm \varphi\pi d}{\pi d \mp \varphi h} \cdot \frac{d}{2a} Q.$$

Dieſe Kraft P wird oft noch vermehrt durch andere Hinderniſſe, welche ſich bei Umdrehung der Schraube einſtellen.

Digitized by Google

Schon wenn die Kraft P einseitig, d. i. nicht an einem doppelarmigen Hebel angreift, ſtellt ſich in der Schraubenmutter eine Seitenreibung ähnlich Theorie der flachgängigen Schrauben.

Fig. 296.



wie bei den einmänniſchen Haspeln und einſchwengeligen Göpeln (ſ. II., §. 85, Anmerkung) heraus. Iſt die Höhe BD der Schraubenmutter $= h_1$, und ſind die Abſtände der Umdrehungsebene der Kraft von den Grundflächen der Mutter $CB = l_1$ und $CD = l_2$, ſo haben wir den Druck, mit welchem die Schraube bei B in der Richtung der Kraft wirkt

$$R_1 = \frac{l_2}{h_1} P,$$

und die, mit welcher ſie bei D entgegengeſetzt wirkt,

$$R_2 = \frac{l_1}{h_1} P,$$

und es ſind daher die entſprechenden Seitenreibungen auf den Kraftpunkt reducirt, im Ganzen,

$$F = \varphi \frac{d_2}{2a} (R_1 + R_2)$$

$$= \varphi \frac{d_2}{2a h_1} (l_1 + l_2) P.$$

Wenn ſich ferner die Laſt oder der zu überwindende Widerſtand Q nicht mit der Schraube umdreht, wie z. B. in I. und II. zu Fig. 296, ſo findet auch noch eine Reibung an dem Schraubenende ſtatt, die nach I., §. 171 zu beurtheilen iſt. In I. bildet das Schraubenende E einen ſtehenden Zapfen und dreht ſich in einer Pfanne F, während ſie den darunter befindlichen Körper mit einer Kraft Q zuſammendrückt. Iſt r_1 der Halbmeſſer

Digitized by Google

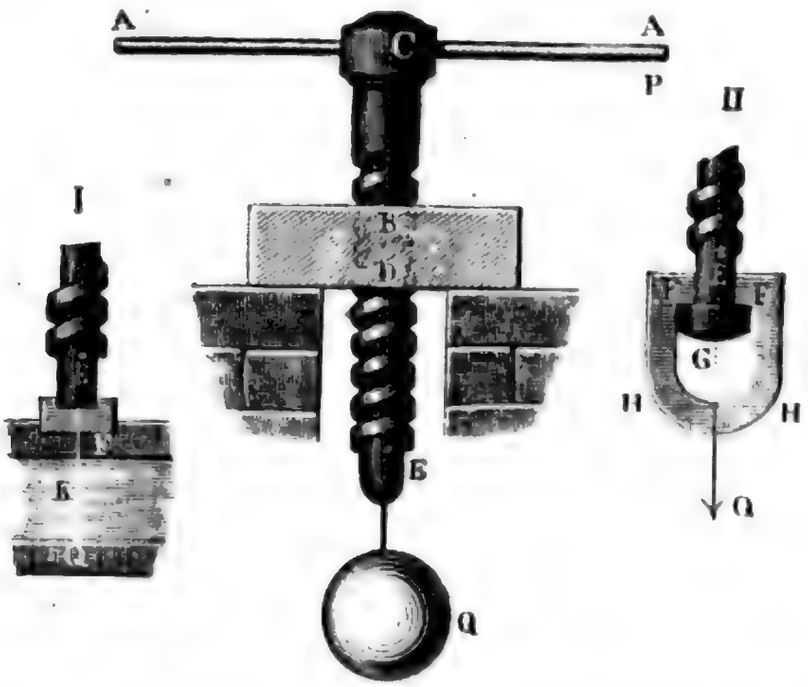
Theorie der flachgängigen Schrauben.

dieses Schraubenendes, so haben wir dem genannten Paragraphen zu Folge, die auf den Kraftpunkt reducirte Reibung zwischen E und F:

$$F_1 = {}^2/_3\, \varphi\, \frac{r_1}{a}\, Q.$$

Hängt dagegen die Last Q mittels eines Oehres FH, Fig. 297 II., an

Fig. 297.



dem zu diesem Zwecke mit einem Knopfe G ausgerüsteten Schraubenende E, und sind die Halbmesser der ringförmigen Berührungsfläche FF des Knopfes G, r_1 und r_2, so haben wir die auf den Kraftpunkt A reducirte Reibung auf dieser Fläche: $F_1 = {}^2/_3 \left(\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right) \cdot \frac{\varphi Q}{a}$.

Beispiel. Welche Kraft P ist zum Umdrehen einer Schraube nöthig, um damit eine Last Q von 1600 Pfund zu heben, wenn diese Schraube die Spindelstärke $d_1 = 0{,}025\sqrt{1600} = 1$ Zoll und die Ganghöhe $h = {}^1/_3 d_1 = {}^1/_3$ Zoll hat? Es ist hiernach für den Steigwinkel α:

$$tang.\,\alpha = \frac{h}{\pi d_1} = {}^1/_3 \cdot 0{,}3183 = 0{,}1061, \text{ also } \alpha = 6°, 3'.$$

Wenn man den Reibungswinkel $\varrho = 6°, 51'$ annimmt, so hat man daher die Umdrehungskraft $P_1 = Q\, tang.\,(\alpha + \varrho) = 1600\, tang.\, 12°, 54' = 366{,}4$ Pfund. Ist nun der Hebelarm der Kraft $CA = a = 16$ Zoll, und dagegen die äußere Schraubenstärke $d_2 = {}^5/_4 d_1 = {}^5/_4$ Zoll, also die mittlere Schraubenstärke

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2} = {}^9/_8 \text{ Zoll},$$

so hat man die nöthige Kraft am Schwengel

$$P = \frac{d}{2a} P_1 = \frac{9}{16 \cdot 16} \cdot 366{,}4 = 12{,}88 \text{ Pfund}.$$

Digitized by Google

Theorie der flachgängigen Schrauben.

Wirkt dieſe Kraft einſeitig, ſo iſt noch eine Seitenreibung zu überwinden, welche durch den Ausdruck $F_1 = \varphi \frac{d_2}{2 a h_1} (l_1 + l_2) P$ beſtimmt wird. Iſt nun die Höhe der Schraubenmutter $BD = h_1 = {}^8/_5 d_1 = {}^8/_5$ Zoll, und der Abſtand der Schraubenmutter von der Kraftebene, $CB = l_1 = 15$ Zoll, alſo $CD = l_2 = 16{}^3/_5$ Zoll, und ſetzen wir den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}15$, ſo haben wir

$$F = 0{,}15 \frac{5 \,.\, 31{,}6}{8 \,.\, 16 \,.\, {}^8/_5} \,.\, P = 0{,}116 \,.\, P.$$

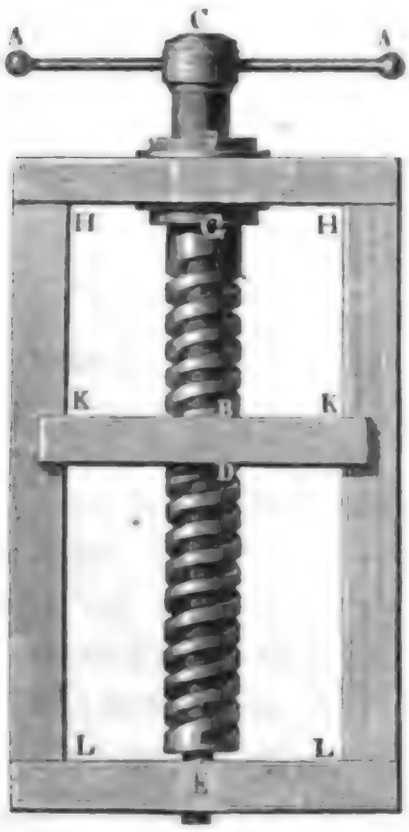
Es iſt alſo dann $P = 0{,}116\, P + 12{,}88$, und daher die Kraft am Schwengel

$$P = \frac{12{,}88}{0{,}884} = 14{,}57 \text{ Pfund.}$$

Wenn die Kraft an beiden Enden des Schwengels zugleich angreift und gleich ſtark wirkt, ſo fällt der letzte Zuwachs weg, es iſt alſo dann an jedem Ende nur die Kraft $\frac{12{,}88}{2} = 6{,}44$ Pfund nöthig.

§. 143. Bei den Entwickelungen des vorigen Paragraphen haben wir angenommen, daß die Schraubenſpindel umgedreht wird und ſich auch in ihrer Axenrichtung fortbewegt; jetzt wollen wir auch noch den Fall in Betracht ziehen, wenn die Schraubenmutter BD durch die ſich umdrehende Schraubenſpindel CE, Fig. 298, fortgeſchoben wird. Um das Fortſchieben der letzteren zu verhindern, begrenzt man den cylindriſchen Hals derſelben durch zwei ſich gegen das Lager HH ſtemmende Stoßſcheiben F und G, und um das Umdrehen der Schraubenmutter zu beſeitigen, giebt man der Mutter die Geſtalt eines Armes KK und läßt die Enden deſſelben in Leitungen HL, HL gehen.

Fig. 298.



Die Kraft P an dem Hebelarme $CA = a$ der Schraube hat dann außer der an der Mutter KK angreifenden Laſt Q und ihrer Reibung in der Mutter BD noch die Reibung der einen Stoßſcheibe F oder G auf ihrer Lagerplatte und die Reibung der Armenden K und K in ihrer Führung zu überwinden. Es iſt die letzte Reibung

$$F = \varphi_1 \frac{d}{2 a_1} P_1,$$

wenn a_1 die Arm- oder halbe Länge BK der Mutter und φ_1 den Coefficienten der Reibung an der Führung HL bezeichnet; daher haben wir zunächſt

$$P_1 = (Q + F) \, tang. \, (\alpha + \varrho), \quad \text{oder}$$

Digitized by Google

Theorie der flachgängigen Schrauben.

$$P_1\left(1-\varphi_1\frac{d}{2a_1}\,tang.\,(\alpha+\varrho)\right)=Q\,tang.\,(\alpha+\varrho),$$

d. i. $$P_1=\frac{Q\,tang.\,(\alpha+\varrho)}{1-\varphi_1\frac{d}{2a_1}\,tang.\,(\alpha+\varrho)}.$$

Sind noch r_1 und r_2 die Halbmesser der Reibungsfläche F oder G zwischen der Schraube und dem Gestelle HH, so haben wir das Moment der Reibung an dieser Fläche:

$$\varphi\,(Q+F)\,.\,{}^2/_3\,\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1^2-r_2^2},$$

und es ist daher das Moment der am Hebelarme $CA=a$ wirkenden Umdrehungskraft P:

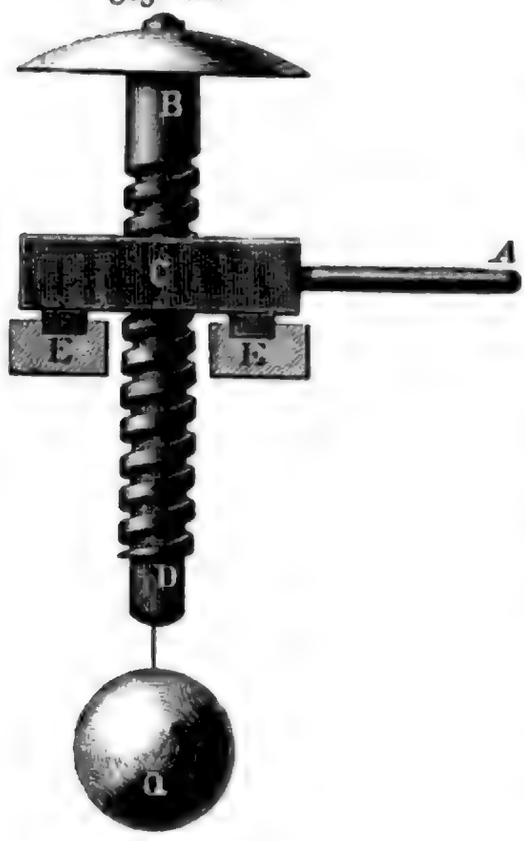
$$Pa=\frac{P_1 d}{2}+\varphi\,(Q+F)\,.\,{}^2/_3\,\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1^2-r_2^2}$$

$$=\left(\frac{d}{2}+{}^2/_3\,\varphi\,\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1^2-r_2^2}\,cotg.\,(\alpha+\varrho)\right)P_1,$$

und die gesuchte Umdrehungskraft

$$P=\frac{\frac{d}{2}\,tang.\,(\alpha+\varrho)+{}^2/_3\,\varphi\,\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1^2-r_2^2}}{1-\varphi_1\frac{d}{2a_1}\,tang.\,(\alpha+\varrho)}\,.\,\frac{Q}{a}.$$

Fig. 299.



Wenn die Schraubenspindel BD Fig. 299, mit der daran hängenden Last Q durch Umdrehung der Mutter eines Hebels $CA=a$ empor gehoben wird, so ist außer der bekannten Reibung in den Gewinden noch besonders die Reibung der Ringfläche EE der Mutter auf ihrer Pfanne zu überwinden. Sind wieder r_1 und r_2 die Halbmesser dieser Ringfläche, so haben wir das Moment dieser Reibung

$$\varphi Q\,.\,{}^2/_3\,\frac{r_1^3-r_2^3}{r_1^2-r_2^2}$$

und daher zu setzen:

Digitized by Google

$$Pa = \frac{Qd}{2}\, tang.(\alpha+\varrho) + {}^2/_3\varphi Q\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2},\quad \text{folglich}$$

Theorie der flachgängigen Schrauben.

$$P = \left(\frac{d}{2}\, tang.(\alpha+\varrho) + {}^2/_3\varphi\,.\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right)\frac{Q}{a}.$$

Wenn die Kraft nur an einem Arme wirkt, so haben wir überdies noch eine Seitenreibung φP in den Schraubengängen, weshalb dann

$$P = \left(\frac{d}{2}\, tang.(\alpha+\varrho) + {}^2/_3\varphi\,.\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}\right)\frac{Q}{a - \varphi\,\frac{d}{2}}$$

zu nehmen ist.

Beispiel. Welche Last Q kann durch die Schraube BD in Fig. 299 gehoben werden, wenn die Kraft $P = 30$ Pfund an einem Hebelarme $CA = 20$ Zoll wirkt, wenn ferner das Ansteigen dieser Schraube $\alpha = 10$ Grad und die mittlere Schraubenstärke $d = 2$ Zoll beträgt, und wenn die Halbmesser der Reibungsfläche der Mutter, $r_1 = 5$ und $r_2 = 3\frac{1}{2}$ Zoll betragen?

Setzen wir den Reibungswinkel $\varrho = 7°$ und den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}125$, so erhalten wir

$$\frac{d}{2}\, tang.(\alpha+\varrho) = 1\,.\, tang.\,17° = 0{,}3057,$$

$${}^2/_3\,\varphi\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2} = {}^2/_3\,.\,0{,}125\,.\,\frac{125 - 42{,}875}{25 - 12{,}25} = 0{,}5368 \quad \text{und}$$

$$a - \varphi\,\frac{d}{2} = 20 - 0{,}125\,.\,1 = 19{,}875;\quad \text{daher die Last}$$

$$Q = \frac{\left(a - \varphi\,\frac{d}{2}\right)P}{\frac{d}{2}\, tang.(\alpha+\varrho) + {}^2/_3\,\varphi\,.\,\frac{r_1^3 - r_2^3}{r_1^2 - r_2^2}}$$

$$= \frac{19{,}875\,.\,30}{0{,}3057 + 0{,}5368} = \frac{596{,}25}{0{,}8425} = 707{,}7 \text{ Pfund.}$$

Diese Last fällt hier wegen der großen Reibung an der Grundfläche der Schraubenmutter verhältnißmäßig so sehr klein aus. Ohne diese Reibung wäre

$$Q = \frac{596{,}25}{0{,}3057} = 1950 \text{ Pfund.}$$

§. 144. Die scharfgängige Schraube, oder die Schraube mit triangulärem Gewinde giebt mehr Reibung als die flachgängige Schraube, weil hier wegen der Schrägheit der Schraubenfläche ein größerer Normaldruck zwischen den Gewinden vorkommt, als bei den Schrauben mit rectangulären Gewinden. Setzen wir auch die Kraft oder Last Q, parallel zur Axe CX, Fig. 300 (auf folgd. Seite), $AQ = Q$, ferner die Umdrehungskraft im Mittel der Schraubgewinde, $AP_1 = P_1$ und das Ansteigen der Gewinde, $BAD = \alpha$, und bezeichnen wir die Neigung der Erzeugungslinie CA der Schraubenfläche gegen die Basis der Schraube, $CAH = \beta$. Legen wir zunächst durch den Punkt A, in welchem wir uns die Kräfte wirksam denken können, eine Tangentialebene an den die Schraube begrenzenden Cylinder, und ziehen wir in dieser Ebene eine Linie AN_2 winkelrecht

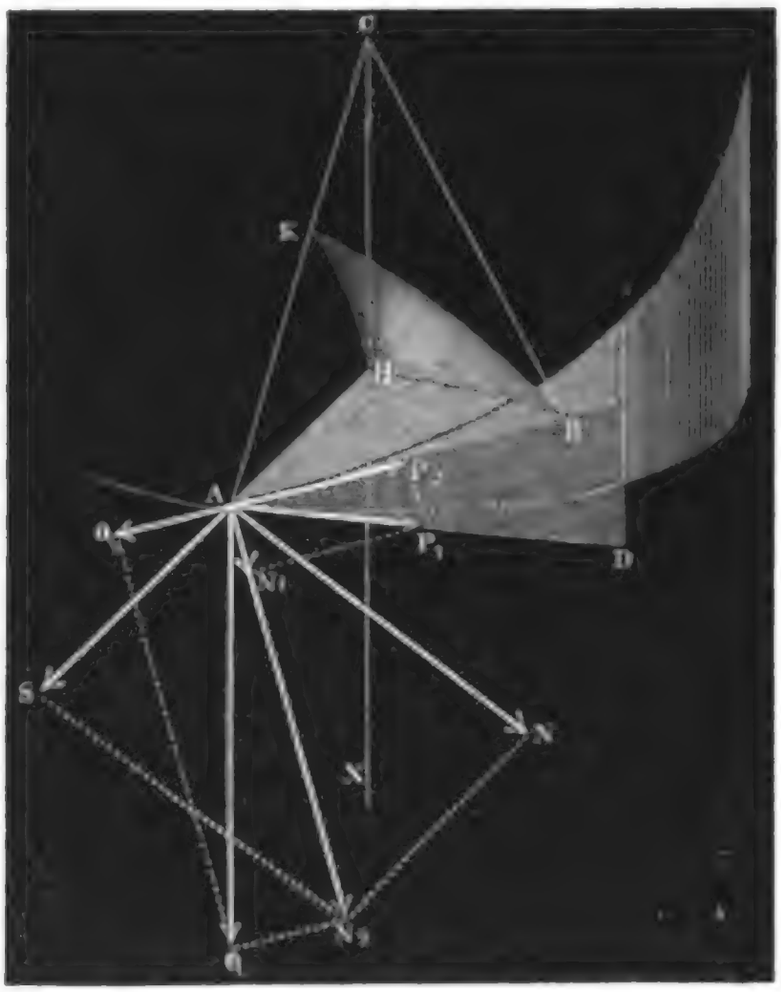
Theorie der scharfgängigen Schraube.

Digitized by Google

Theorie der ſcharfgängigen Schraube.

auf die Tangente AB der Schraubenlinie. Nun zerlegen wir beide Kräfte P_1 und Q in Seitenkräfte P_2 und Q_2 parallel, und in Seitenkräfte N_1 und

Fig. 300.



N_2 rechtwinkelig zu AB. Gäbe es nun keine Reibung, ſo müßte $P_2 = Q_2$. d. i. $P_1 \cos.\alpha = Q \sin.\alpha$, alſo wie bekannt, $P_1 = Q \operatorname{tang}.\alpha$ ſein; wegen der Reibung (F) müſſen wir dagegen $P_1 \cos.\alpha = Q \sin.\alpha \pm F$ ſetzen.

Der Druck $N_1 + N_2 = P_1 \sin.\alpha + Q \cos.\alpha$ iſt hier, da die Schraubenfläche von A aus nach der Axe zu dachförmig anſteigt, nicht normal auf dieſe Fläche, ſondern er zerlegt ſich in zwei Seitenkräfte $AS = S$ und $AN = N$, wovon die eine radial und die andere rechtwinkelig zur Schraubenfläche wirkt. Da die Laſt Q um die Axe CX ringsherum auf die Schraubenfläche vertheilt iſt, ſo wirken auch ſämmtliche radiale Kräfte wie AS ringsherum um CX und heben ſich gegenſeitig auf. Dagegen die Normalkräfte, wie N erzeugen die in Frage ſtehende Reibung $F = \varphi N$.

Bezeichnen wir den Winkel NAN_2 durch δ, ſo haben wir, da

$$\angle SAN_2 = AN_2N = 90 \text{ Grad iſt,}$$

$$AN = \frac{AN_2}{\cos. NAN_2}, \quad \text{d. i.}$$

$$N = \frac{N_2}{\cos.\delta} = \frac{P_1 \sin.\alpha + Q \cos.\alpha}{\cos.\delta}.$$

by Google

Es ist nun noch nöthig, den Winkel δ aus α und β zu bestimmen.

Theorie der scharfgängigen Schraube.

Da N_2 rechtwinkelig auf der Ebene BAH, und N rechtwinkelig auf der Ebene BAC steht, so folgt, daß die beiden letzten Ebenen ebenfalls den Winkel $NAN_2 = \delta$ zwischen sich einschließen oder daß der sphärische Winkel B eines aus A beschriebenen sphärischen Dreieckes BHK auch $= \delta$ ist. In diesem sphärischen Dreiecke ist ferner die Seite $HK = \beta$, die Seite $BH = 90^0$, und der sphärische Winkel $H = 90^0 - \alpha$, daher giebt die bekannte Formel der sphärischen Trigonometrie

$$cotg.\ B = \frac{cos.\ HK\ .\ sin.\ BH - cos.\ H\ sin.\ HK\ cos.\ BH}{sin.\ H\ sin.\ HK},$$

$$cotg.\ \delta = \frac{cos.\ \beta\ sin.\ 90^0 - cos.\ (90^0 - \alpha)\ sin.\ \beta\ cos.\ 90^0}{sin.\ (90^0 - \alpha)\ sin.\ \beta}$$

$$= \frac{cos.\ \beta}{cos.\ \alpha\ sin.\ \beta} = \frac{cotg.\ \beta}{cos.\ \alpha}, \quad \text{oder}$$

$$tang.\ \delta = tang.\ \beta\ cos.\ \alpha.$$

Aber $cos.\ \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + tang.\ \delta^2}}$, daher folgt

$$cos.\ \delta = \frac{1}{\sqrt{1 + (tang.\ \beta)^2\ (cos.\ \alpha)^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + (tang.\ \beta)^2 . \frac{1}{1 + (tang.\ \alpha)^2}}}$$

$$= \frac{\sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2}}{\sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}}.$$

Hiernach bestimmt sich nun die Reibung der Schraube

$$F = \varphi N = \frac{\varphi\ (P_1\ sin.\ \alpha + Q\ cos.\ \alpha)\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}}{\sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2}}$$

$$= \varphi\ cos.\ \alpha\ (P_1\ sin.\ \alpha + Q\ cos.\ \alpha)\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2},$$

und es ist daher die Kraftformel für die scharfgängige Schraube

$$P_1\ cos.\ \alpha = Q\ sin.\ \alpha \pm \varphi\ cos.\ \alpha\ (P_1\ sin.\ \alpha + Q\ cos.\ \alpha)\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta^2)},$$

oder

$$P_1\ [1 \mp \varphi\ sin.\ \alpha\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}]$$
$$= Q\ [tang.\ \alpha \pm \varphi\ cos.\ \alpha\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}].$$

Es ist folglich

$$P_1 = \frac{Q\ [tang.\ \alpha \pm \varphi\ cos.\ \alpha\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}]}{1 \mp \varphi\ sin.\ \alpha\ \sqrt{1 + (tang.\ \alpha)^2 + (tang.\ \beta)^2}}.$$

Ist d der mittlere Schraubendurchmesser und a der Hebelarm, woran

Digitized by Google

Theorie der scharfgängigen Schraube.

die Kraft P wirkt, so hat man $Pa = P_1 \frac{d}{2}$, daher

$$P = \frac{d}{2a} P_1, \quad \text{d. i.}$$

$$P = \frac{d}{2a} Q \frac{[tang.\alpha \pm \varphi\, cos.\alpha \sqrt{1 + (tang.\alpha)^2 + (tang.\beta)^2}]}{1 \mp \varphi\, sin.\alpha \sqrt{1 + (tang.\alpha)^2 + (tang.\beta)^2}}$$

Die scharfgängigen Schrauben werden wegen ihrer größeren Reibung vorzüglich nur als Befestigungsmittel angewendet, und haben dann nur ein kleines Ansteigen α. Daher können wir für sie auch annähernd

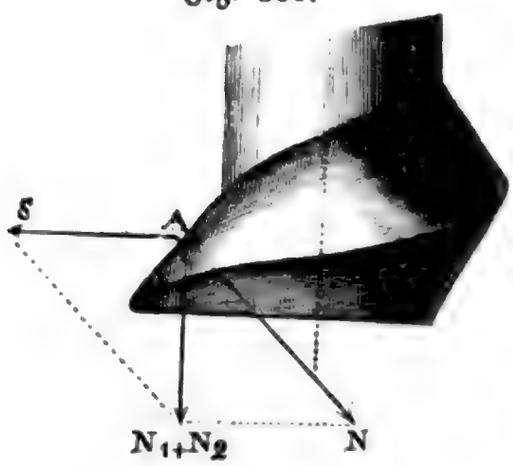
$$P = \frac{tang.\alpha \pm \varphi\, cos.\alpha \sqrt{1 + (tang.\beta)^2}}{1 \mp \varphi\, sin.\alpha \sqrt{1 + (tang.\beta)^2}} \cdot \frac{d}{2a} Q$$

$$= \frac{tang.\alpha \,.\, cos.\beta \pm \varphi\, cos.\alpha}{cos.\beta \mp \varphi\, sin.\alpha} \cdot \frac{d}{2a} Q$$

$$= \frac{tang.\alpha\, cos.\beta \pm \varphi}{cos.\beta \mp \varphi\, tang.\alpha} \cdot \frac{d}{2a} Q$$

$$= \frac{h\, cos.\beta \pm \varphi \pi d}{\pi d\, cos.\beta \mp \varphi h} \cdot \frac{d}{2a} Q \text{ setzen.}$$

Fig. 301.



Diese Formel ergiebt sich auch unmittelbar, wenn man den Normaldruck AN, Fig. 301,

$$N = \frac{(N_1 + N_2)}{cos.\beta}$$

$$= \frac{P_1\, sin.\alpha + Q\, cos.\alpha}{cos.\beta}$$

setzt.

Beispiel. Für eine scharfgängige Schraube mit dem Ansteigen $\alpha = 6°,3'$ und dem Neigungswinkel $\beta = 45°$ ist

$\sqrt{1 + (tang.\alpha)^2 + (tang.\beta)^2} = \sqrt{1 + (0{,}106)^2 + 1} = \sqrt{2{,}0112} = 1{,}418$;

nimmt man noch den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}12$ an, so hat man

$\varphi\, cos.\alpha \sqrt{1 + (tang.\alpha)^2 + (tang.\beta)^2} = 0{,}12 \,.\, 0{,}9944 \,.\, 1{,}418 = 0{,}1691$

und $\varphi\, sin.\alpha \sqrt{1 + (tang.\alpha)^2 + (tang.\beta)^2} = 0{,}12 \,.\, 0{,}1054 \,.\, 1{,}418 = 0{,}0179$.

Soll nun mittels dieser Schraube eine Last Q von 1600 Pfund gehoben werden, und hierbei die Kraft an einem Hebelarme $a = 16$ Zoll wirken, während die Schraube selbst nur die mittlere Stärke $d = \frac{9}{16}$ Zoll hat, so hat man die Kraft

$$P = \frac{0{,}1060 + 0{,}1691}{1 - 0{,}0179} \cdot \frac{9}{16 \,.\, 16} \,.\, 1600 = \frac{0{,}2751}{0{,}9821} \cdot \frac{900}{16} = 15{,}76 \text{ Pfund},$$

während wir für eine flachgängige Schraube unter übrigens gleichen Umständen im Beispiele zu §. 142, P nur $= 12{,}88$ Pfund gefunden haben.

Digitized by Google

Die Näherungsformel

$$P = \frac{tang.\,\alpha\, cos.\,\beta + \varphi}{cos.\,\beta - \varphi\, tang.\,\alpha} \cdot \frac{d}{2a}\, Q$$

giebt uns dieſe Kraft

$$P = \frac{0{,}106 \,.\, 0{,}7071 + 0{,}12}{0{,}7071 - 0{,}12 \,.\, 0{,}106} \cdot \frac{900}{16} = 15{,}79 \text{ Pfund.}$$

Schrauben als Befeſtigungsmittel.

§. 145. Wenn ſchon die flachgängigen Schrauben wegen ihrer großen Reibung ſich nicht gut zur Fortpflanzung oder Ausübung einer mechaniſchen Arbeit eignen, ſo ſind die Schrauben mit ſcharfgängigen Gewinden hierzu noch unvortheilhafter zu gebrauchen. Anders iſt es aber in allen den Fällen, wenn die Schrauben als Befeſtigungsmittel dienen. Hier kommt es darauf an, daß die Schraube oder Schraubenmutter nicht zurückgehe, d. i. durch die Spannkraft Q nicht in Umdrehung geſetzt werde; da nun aber die Reibung jede Bewegung zu verhindern ſucht, ſo iſt ſie für dieſe Schrauben vortheilhaft, und es nützen folglich Schrauben mit triangulären Gewinden hier mehr als ſolche mit rectangulären Gewinden.

Solche Schrauben, wie z. B. Preßſchrauben, Schraubenbolzen u. ſ. w. erhalten eben damit ſie nicht zurückgehen, ſchwach anſteigende Gewinde oder kleine Steigwinkel, wir können daher für ſie die letzte Näherungsformel mit dem unteren Zeichen

$$P = \frac{h\, cos.\,\beta - \varphi\, \pi\, d}{\pi\, d\, cos.\,\beta + \varphi\, h} \cdot \frac{d}{2\,a}\, Q \text{ gebrauchen.}$$

Setzen wir nun hierin $P = 0$, ſo erhalten wir die Bedingung

$$h\, cos.\,\beta - \varphi\, \pi\, d = 0, \quad \text{d. i.}$$

$$tang.\,\alpha = \frac{h}{\pi\, d} = \frac{\varphi}{cos.\,\beta} = \frac{tang.\,\varrho}{cos.\,\beta},$$

alſo für flachgängige Schrauben, wo $\beta =$ Null, alſo $cos.\,\beta =$ Eins iſt,

$$tang.\,\alpha = tang.\,\varrho, \quad \text{d. i.}$$

$$\alpha = \varrho.$$

Flachgängige Schrauben alſo, bei welchen das Anſteigen der Gewinde noch nicht dem Reibungswinkel gleich iſt, gehen nicht zurück, wie groß auch die Spannung Q derſelben ſei. Bei ſcharfgängigen Schrauben aus Metall macht man $\beta = 25$ bis 30 Grad und bei ſolchen aus Holz $\beta = 30$ bis 40 Grad. Nehmen wir die ungünſtigen Fälle, ſetzen wir alſo für jene Schrauben $\beta = 25$ und für dieſe $\beta = 30$ Grad, ſo erhalten wir im erſten Fall $tang.\,\alpha = \frac{tang.\,\varrho}{cos.\,25^0} = 1{,}1034\; tang.\,\varrho$,

oder auch annähernd $\alpha = 1{,}10\,\varrho$, und im zweiten

$$tang.\,\alpha = \frac{tang.\,\varrho}{cos.\,30^0} = 1{,}16\; tang.\,\varrho,$$

oder annähernd $\alpha = 1{,}16\,\varrho$.

Digitized by Google

Schrauben als Befestigungsmittel.

Nimmt man $\beta = 45$ Grad, so erhält man

$$tang.\,\alpha = \frac{tang.\,\varrho}{cos.\,45^0} = 1{,}41\ tang.\,\varrho,$$

oder annähernd $\alpha = 1{,}41\,\varrho$.

Scharfgängige Schrauben können also 10 bis 41 Procent mehr Steigung erhalten als flachgängige Schrauben. Nach I., §. 161 ist bei trockenem Zustande der Körper und für die Reibung der Ruhe

bei Metall auf Metall $\varphi = 0{,}18$, und hiernach $\varrho = 10^0, 12'$,
» » » Holz $\varphi = 0{,}60$, » » $\varrho = 30^0, 58'$.
» Holz » » $\varphi = 0{,}50$, » » $\varrho = 26^0, 34'$.

Durch die Reibung der Schraubenköpfe und Schraubenmuttern in den Berührungsflächen mit den Körpern, deren Befestigung dieselben bewirken, wird dem Zurückgehen noch ein besonderes Hinderniß entgegengesetzt. Dagegen wird das Zurückgehen oder Sichumdrehen der Schrauben durch Stöße oder Erschütterungen sehr befördert, indem diese den die Reibung erzeugenden Druck und also auch die der Axenkraft Q entgegenwirkenden Hindernisse auf Augenblicke aufheben.

Um dieses, namentlich durch wiederholte Erschütterungen herbeigeführte Zurückgehen der Schrauben zu verhindern, wendet man entweder sogenannte Gegenmuttern an, oder gebraucht besonders Splinte oder Federn, welche in hierzu angebrachte Löcher oder Einschnitte im Kopfe oder in der Mutter der Schraube eingreifen.

Differenzialschrauben.

§. 146. Ist v die Umfangsgeschwindigkeit der Schraube in der Entfernung des mittleren Halbmessers $r = \frac{d}{2}$ und w die Geschwindigkeit der progressiven Bewegung in der Axenrichtung der Schraube, so gilt das Verhältniß

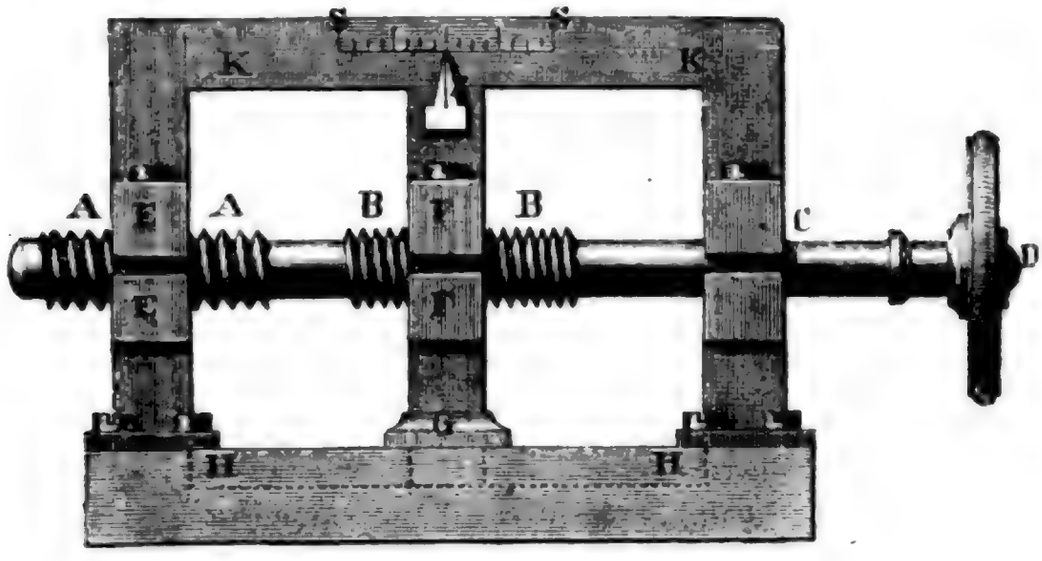
$$\frac{w}{v} = tang.\,\alpha = \frac{h}{2\pi r} = \frac{h}{\pi d} = 0{,}3183\ \frac{h}{d}.$$

Man kann also hiernach aus einer Umdrehungsbewegung mittels der Schraube jede beliebig langsame Bewegung in der geraden Linie ableiten. Da indessen die Höhe oder Dicke der rectangulären Gewinde der halben und die der triangulären Gewinde der ganzen Gangbreite gleich zu machen sind, so fallen also auch bei sehr kleinen Geschwindigkeitsverhältnissen $\frac{v}{w}$ oder kleinen Steigwinkeln (α) die Dicken der Gewinde sehr klein und vielleicht so klein aus, daß sie nicht die nöthige Haltbarkeit besitzen. Diesem Uebelstande läßt sich aber durch eine Doppelschraube, welche man auch die Differenzialschraube (franz. vis differentielle, vis à double pas de Prony: engl. differential screw, Hunters screw) nennt, beseitigen.

Digitized by Google

Eine solche Schraube ist in Fig. 302 abgebildet. Die Schraubenspindel *ABC* hat hier zweierlei Gewinde, und bewegt sich mit dem einen Gewinde *AA* in einer festen Mutter *EE*, während sie mit dem andern Gewinde *BB* Differentialschraube.

Fig. 302.



eine bewegliche Mutter *FF* fortschiebt. Ist nun h die Ganghöhe der ersten und h_1 die der zweiten Schraube, so wird bei einer Umdrehung mittels des Kopfes *D* die Spindel um h nach der einen und die Mutter *FF* um h_1 nach der entgegengesetzten Axenrichtung fortgeschoben, und man hat daher die absolute Axenbewegung der letzteren:

$$h - h_1 = \pi\,(d\,tang.\,\alpha - d_1\,tang.\,\alpha_1),$$

wenn d und d_1 die mittleren Durchmesser und α und α_1 die Steigwinkel beider Schraubengewinde bezeichnen. Ist daher w die progressive Geschwindigkeit der beweglichen Mutter *FF* und v wieder die mittlere Umdrehungsgeschwindigkeit der Schraubenspindel, so giebt die Proportion

$$\frac{w}{v} = \frac{h - h_1}{\pi d},$$

welcher zu Folge die Geschwindigkeit w der Differenz der Ganghöhen proportional ist.

Die Mutter *FF* trägt einen Querarm *GZ*, dessen Enden in Falzen *HH* und *KK* laufen; und wenn diese Vorrichtung als Micrometerschraube dienen soll, so ist noch an das eine Ende dieses Querarmes ein Zeiger *Z* angebracht, welcher an einer festen Scala *SS* hinläuft, deren Theile durch den Zeiger weiter eingetheilt werden. Wenn z. B. die Ganghöhen $h = 1$ Linie und $h_1 = 0{,}9$ Linie betragen, so kommt auf jede Umdrehung der Schraube $h - h_1 = 0{,}1$ Linie Zeigerbewegung; wäre also die Scala *SS* in Linien getheilt, so gäbe der Zeiger, selbst wenn man nur nach ganzen Umdrehungen zählt, Zehntel der Scalentheile an.

Digitized by Google

Differenzial-schraube

Ist Q die an der Mutter FF angreifende und parallel zur Schraubenare wirkende Last, und P die an einem Hebelarme a wirkende Umdrehungskraft, so können wir in dem Falle, wenn die mit den Winkeln α und α_1 ansteigenden Gewinde einerlei mittleren Durchmesser d haben, setzen

$$P = \frac{d}{2a}\,[Q\ tang.\ (\alpha + \varrho) - Q\ tang.\ (\alpha_1 - \varrho)]$$

$$= \frac{d}{2a}\,Q\,[tang.\ (\alpha + \varrho) - tang.\ (\alpha_1 - \varrho)]$$

$$= \frac{d}{2a}\,Q\,\frac{sin.\ (\alpha - \alpha_1 + 2\,\varrho)}{cos.\ (\alpha + \varrho)\ cos.\ (\alpha_1 - \varrho)},$$

während bei der einfachen Schraube

$$P = \frac{d}{2a}\,Q\ tang.\ (\alpha + \varrho) = \frac{d}{2a}\,Q\,\frac{sin.\ (\alpha + \varrho)}{cos.\ (\alpha + \varrho)}\ \text{ist.}$$

Es ist leicht zu ermessen, daß in Folge der doppelten Reibung die Differenzialschraube einen noch kleineren Wirkungsgrad hat als die einfache Schraube.

Beispiel. Es sei der kleinere Steigwinkel einer Differenzialschraube, $\alpha_1 = 5°$ und der größere, $\alpha = 10°,56'$, ferner der mittlere Durchmesser $d = {}^9/_{16}$ Zoll, der Hebelarm der Kraft $a = 16$ Zoll und die Last $Q = 1600$ Pfund, wie groß ist die Kraft?

Wir setzen hier $\alpha + \varrho = 10°,56' + 6°,53' = 17°,49'$,
und $\alpha_1 - \varrho = 5° - 6°,53' = -1°,53'$, haben hiernach
$tang.\ (\alpha + \varrho) = 0{,}3214$ und $tang.\ (\alpha_1 - \varrho) = -0{,}0329$;
es ist folglich die nöthige Kraft

$$P = (0{,}3214 + 0{,}0329)\ .\ \frac{9\ .\ 1600}{16\ .\ 16} = 0{,}3543\ .\ \frac{900}{16} = 19{,}93\ \text{Pfund.}$$

Nach dem Beispiele zu §. 142 fordert die einfache Schraube mit rectangulären Gängen bei derselben Ganghöhe, $P = 12{,}88$, und nach dem Beispiele zu §. 144, die mit triangulären Gängen, $P = 15{,}79$ Pfund.

Schraube ohne Ende.

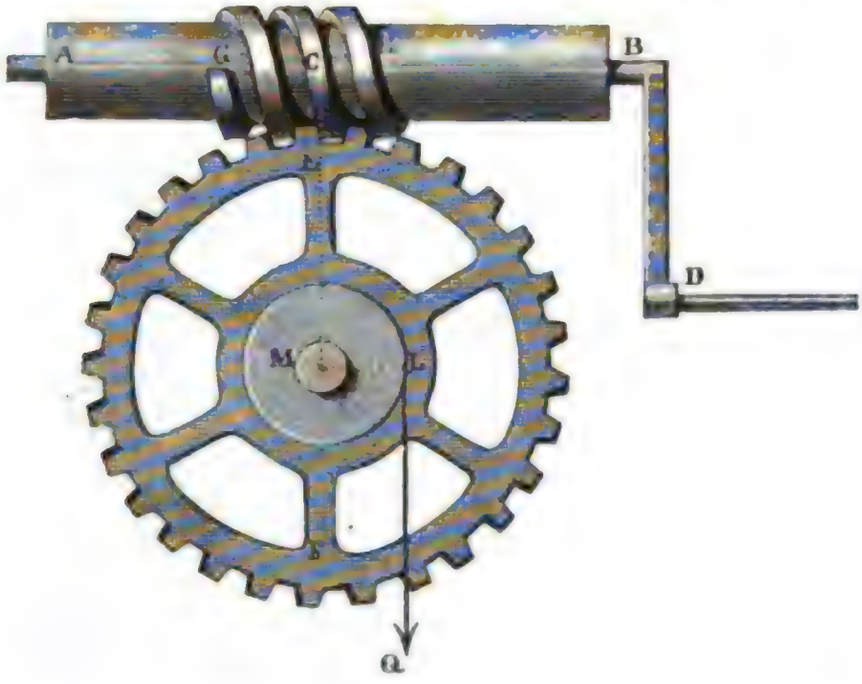
§. 147. Es ist nicht nöthig, daß die Schraube mit einer Mutter versehen sei, man kann auch eine Schraubenspindel zwischen die Zähne einer gezahnten Stange oder eines gezahnten Rades greifen lassen, und das letztere durch Umdrehung der Schraube in Bewegung setzen. Es gehört hierher vorzüglich die Schraube ohne Ende (franz. vis sans fin; engl. endless screw). Diese Vorrichtung kommt vorzüglich dann zur Anwendung, wenn eine sanfte oder langsame Kreisbewegung erstrebt wird, oder wenn eine große Last mittels einer kleinen Umdrehungskraft gehoben werden soll. Diese Maschine besteht aus einer durch eine Kurbel BD oder ein Rad in Umdrehung gesetzten Schraubenspindel oder Schnecke AB, Figur 303, (franz. serpe; engl. worm) und aus einem gezahnten Rade EF, dessen Zähne zwischen die Gewinde der Schraube GH greifen. Während der Umdrehung der Schraube schieben die Schraubengewinde die Zähne des

Digitized by Google

Rades in der Axenrichtung der Schraube fort, und setzen dadurch das Rad in Umdrehung, an dessen Welle ML eine Last Q wirkt. Um ein vollkommenes Eingreifen zu erzielen, läßt man die Seitenflächen der Zähne nicht

Schraube ohne Ende.

Fig. 303.



rechtwinkelig auf der Stirnfläche des Rades stehen, sondern schrägt dieselben so ab, daß sie die Schraubengewinde genau wie Gewindestücke einer Schraubenmutter längs ihrer Breite berühren. Auch erhalten zu diesem Zwecke die Zähne concave, die Schraubenspindel umschließende Kopfflächen.

Durchschneidet man die Schraube ohne Ende mittels einer Ebene durch die Axe AB der Schnecke und rechtwinkelig durch die Axe M des Zahnrades, so erhält man den einer gezahnten Stange ähnlichen Querschnitt der Schraube, und es lassen sich daher auch die Querprofile der Zähne nnd Schraubengänge wie die einer gezahnten Stange mit Rad (s. III., §. 82) construiren. Behält man Schraubengewinde mit rectangulärem Querschnitte bei, so erhalten, eben genanntem Paragraphen zu Folge, die Querprofile der Radzähne die Kreisevolventenform und es beginnt erst dann der Angriff, wenn der Zahn in die Centralebene rechtwinkelig zur Schneckenaxe AB tritt; man kann aber auch den Schraubengewinden ein Cycloidenprofil geben, und dann beginnt der Eingriff ebensoviel vor der Centrallinie ME als er hinter derselben sich endigt.

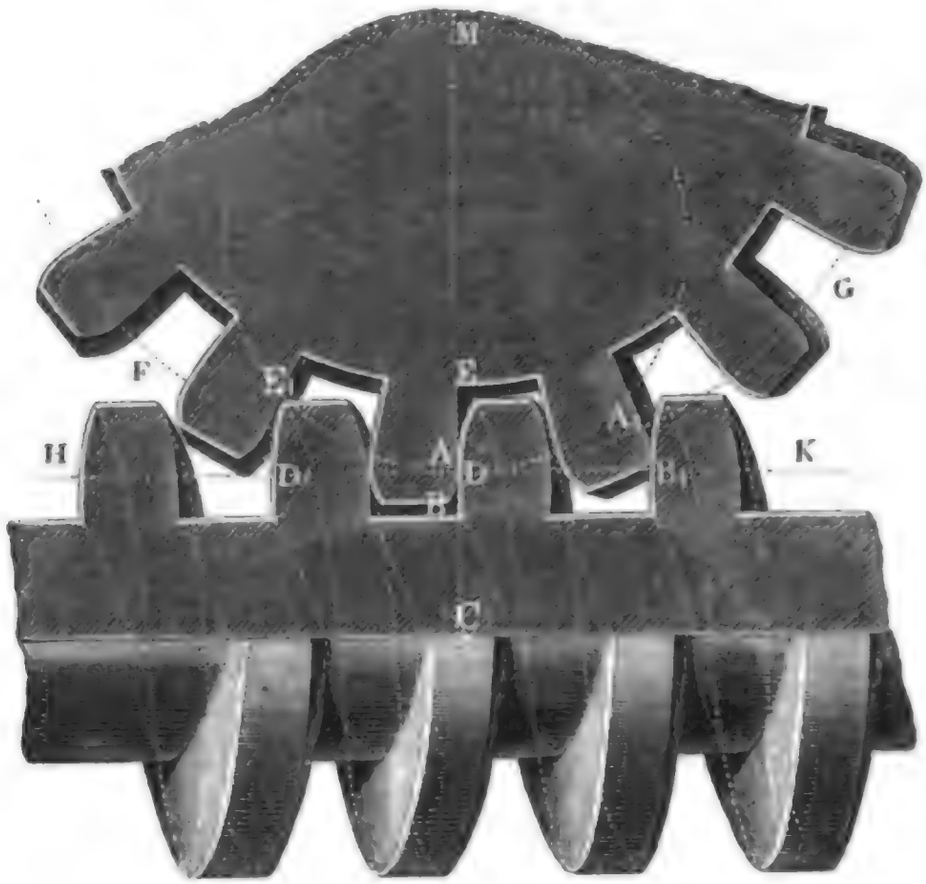
Die Construction einer Schraube ohne Ende mit nach der Cycloide abgerundeten Schraubengewinden und mit nach der Kreisevolvente abgerundeten Zähnen führt Fig. 304 (auf umstehender Seite) in einem Längendurchschnitt vor Augen. Es ist hier FAG der Theilkreis des Zahnrades, ferner HK die Theillinie des Schraubengewindes und AM der Erzeugungskreis der Cycloide. Durch Wälzung des Bogens AE_1 auf DH ergiebt sich der

Digitized by Google

Schraube ohne Ende.

Cycloidenbogen $E_1 D_1 = ED$ für das Querprofil der Schraubengewinde, und durch das Wälzen der Geraden DB_1 auf den Theilkreisbogen DG ſtellt ſich der Evolventenbogen $B_1 A_1 = BA$ für das Querprofil der Radzähne heraus. Leicht iſt nun zu ermeſſen und übrigens auch ſchon aus dem Frü-

Fig. 304.



heren bekannt, daß bei Umdrehung der Schraube zuerſt der Punkt D des Schraubengewindes an dem Bogen $B_1 A_1 = BA$ des Zahnes und nachher der Punkt A des letzteren an dem Bogen $D_1 E_1 = DE$ des erſteren hingleitet.

Was die Hauptdimenſionen der Schraube ohne Ende anlangt, ſo beſtimmt man aus der gegebenen Leiſtung, der Umdrehungszahl u dem Halbmeſſer r des Zahnrades nach III., §. 48 und 49, zunächſt die Dimenſionen der Radzähne, namentlich aber die Zahnſtärke b, welcher man dann die Gewindſtärke gleichſetzt. In der Regel hat die Schraube nur ein Gewinde, und es läßt ſich daher die Theilung oder Ganghöhe derſelben $h = 2{,}1\, b$ ſetzen. Giebt man nun noch den Steigwinkel α der Schraube, ſo kann man nun den mittleren Halbmeſſer $CD = r$ der Schraube durch die Formel

$$r = \frac{h}{2\pi\, tang.\, \alpha} = \frac{h}{2\pi}\, cotg.\, \alpha = 0{,}15915\, h\, cotg.\, \alpha$$ berechnen.

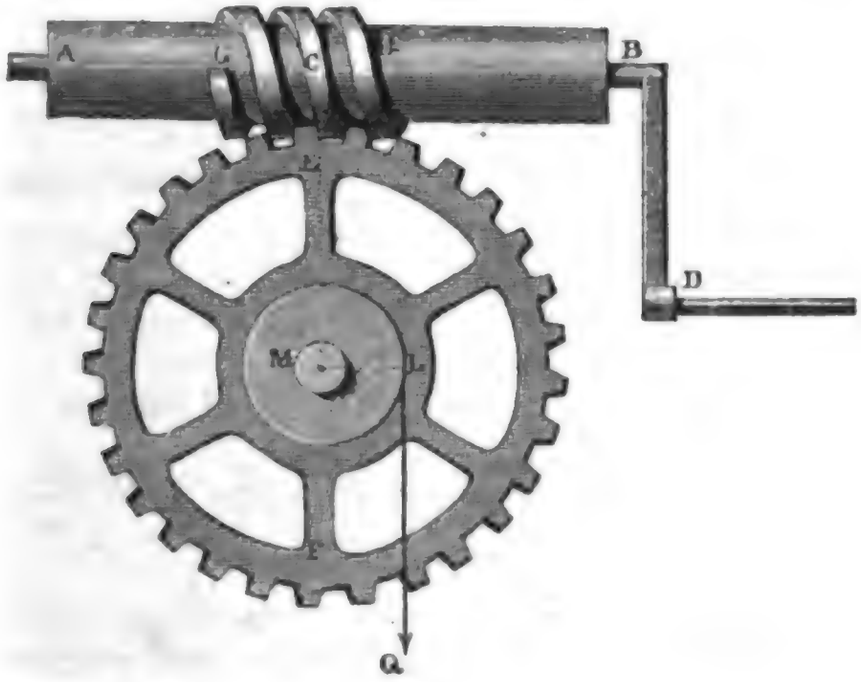
Giebt man ſtatt α, das Verhältniß $n_1 = \frac{d}{h} = \frac{2r}{h}$ (ſ. §. 140), ſo hat man einfacher $r = \frac{d}{2} = \frac{n_1 h}{2}$.

Digitized by Google

Meiſt nimmt man $\frac{d}{h} = 6$, und daher $r = \frac{d}{2} = 3h = 6{,}3\,b$. Schraube ohne Ende.

§. 148. Die Verhältniſſe zwiſchen Kraft und Laſt an der Schraube ohne Ende iſt, wie folgt, zu finden. Es ſei der Hebelarm BD, Fig. 305, der Kraft $P = a_1$, und der Hebelarm ML der Laſt $Q = b_1$, und es ſei die

Fig. 305.



Anzahl der Zähne des Rades $= n$. Hat nun die Schnecke nur ein Gewinde, ſo dreht ſich bei jeder Umdrehung derſelben das Rad um einen Zahn, und es iſt folglich der entſprechende Weg der Laſt $= \frac{2\pi b_1}{n}$. Setzen wir die Arbeit der Kraft gleich der der Laſt, ſo erhalten wir die Bedingung

$$P \,.\, 2\pi a_1 = Q \,.\, \frac{2\pi b_1}{n}, \quad \text{d. i.} \quad \frac{P}{Q} = \frac{b_1}{n\,a_1}.$$

Iſt v die Geſchwindigkeit von P und w die von Q, ſo haben wir natürlich umgekehrt $\frac{v}{w} = \frac{Q}{P} = \frac{n\,a_1}{b_1}$.

Bei einer Schraube mit m Gewinden rückt dagegen während einer Umdrehung der Schnecke das Rad um m Zähne $= \frac{m}{n}$ des Umkreiſes fort, daher iſt hier $P \,.\, 2\pi a_1 = Q \,.\, 2\pi b_1 \,.\, \frac{m}{n}$, folglich

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{m\,b_1}{n\,a_1}.$$

Die Kraft $P = \frac{m}{n} \,.\, \frac{b_1}{a_1}\, Q$ wird durch die Reibungen und namentlich

Digitized by Google

Schraube ohne Ende.

durch die Reibung zwiſchen den Zähnen und Gewinden namhaft vergrößert. Wenn wir bei dem letzten Widerſtande die radiale Bewegung an den Zahnflächen unbeachtet laſſen und nur den weit größeren Reibungsweg längs der Schraubengewinde in Betracht ziehen, ſo können wir die Reibung an den Schraubengewinden gleich der einer Schraube mit Mutter und daher nach §. 142

$$P = \frac{r}{a_1} \cdot \frac{h + 2\varphi\pi r}{2\pi r - \varphi h} \cdot \frac{b_1}{r_1} Q$$

$$= \frac{h + 2\varphi\pi r}{2\pi r - \varphi h} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q \text{ ſetzen,}$$

wobei r den mittleren Schrauben- und r_1 den mittleren Zahnradhalbmeſſer bezeichnen.

Hat die Schnecke nur ein Gewinde, ſo iſt $h = \frac{2\pi r_1}{n}$, und dann läßt ſich einfacher $P = \frac{r_1 + \varphi n r}{n r - \varphi r_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q$ ſchreiben.

Für eine Schnecke mit m Gewinden iſt dagegen $h = \frac{m}{n} \cdot 2\pi r_1$, und daher $P = \frac{m r_1 + \varphi n r}{n r - \varphi m r_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q.$

Nur in ſeltenen Fällen ſetzt man die Schraube durch ein Zahnrad in Umdrehung; es hat die Schraube ein ſtarkes Anſteigen und beſteht dann meiſt aus mehreren Gewinden. Für dieſen Fall iſt natürlich

$$P = \frac{m r_1 - \varphi n r}{n r + \varphi m r_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q, \quad \text{oder}$$

$$Q = \frac{n r_1 + \varphi m r}{m r - \varphi n r_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{a_1}{b_1} P.$$

Beiſpiel. Es ſoll mittels einer Schraube ohne Ende eine Laſt Q von 2000 Pfund gehoben werden, wie groß iſt die hierzu nöthige Kraft, wenn die Laſt am Hebelarme $b_1 = 10$ Zoll und die Kraft am Hebelarme $a_1 = 18$ Zoll wirkt und wenn das Zahnrad einen Halbmeſſer r_1 von 20 Zoll hat? Es iſt hier die Kraft zwiſchen den Zähnen $K = \frac{b_1}{r_1} Q = {}^{10}/_{20} \cdot 2000 = 1000$ Pfund, und daher nach §. 48 die erforderliche Stärke der gußeiſernen Zähne, ſo wie die der Gewinde $b = 0{,}03\sqrt{K} = 0{,}03\sqrt{1000} = 0{,}03 \cdot 31{,}62 = 0{,}95$ Zoll, und daher die Theilung oder Ganghöhe $h = 2{,}1 \cdot b = 2$ Zoll. Nun folgt die Anzahl der Zähne: $n = \frac{2\pi r_1}{h} = 6{,}283 \cdot {}^{20}/_{2} = 62{,}83$, wofür wir indeſſen 64 nehmen wollen. Geben wir der Schnecke nur ein Gewinde, und machen wir deren mittleren Halbmeſſer $r = \frac{d}{2} = 3h = 6$ Zoll, ſo erhalten wir für das mittlere Anſteigen derſelben

$$tang.\ \alpha = \frac{h}{\pi d} = \frac{2}{\pi \cdot 12} = \frac{0{,}3183}{6} = 0{,}05305, \quad \text{d. i. } \alpha = 3^\circ 2'.$$

Digitized by Google

Ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe wäre nun

Schraube ohne Ende.

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{b_1}{n a_1} = \frac{10}{64 \,.\, 18} = {}^{5}/_{576} = 0{,}00868,$$

folglich die Kraft $P = 0{,}00868\, Q = 0{,}00868 \,.\, 2000 = 17{,}36$ Pfund.

Mit Rückſicht auf die Zahnreibung iſt, wenn man $\varphi = 0{,}12$ nimmt,

$$P = \frac{r_1 + \varphi n r}{n r - \varphi r_1} \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q = \frac{20 + 0{,}12 \,.\, 64 \,.\, 6}{64 \,.\, 6 - 0{,}12 \,.\, 20} \cdot {}^{6}/_{20} \cdot {}^{10}/_{18} \cdot 2000$$

$$= \frac{20 + 46{,}08}{384 - 2{,}4} \cdot \frac{1000}{3} = \frac{66080}{381{,}6} = 57.72 \text{ Pfund.}$$

Man erſieht hieraus, daß durch die Reibung zwiſchen den Zähnen und Schraubengängen die Kraft $\frac{57{,}72}{17{,}36} = 3{,}3$ mal vergrößert wird, und daher der Wirkungsgrad dieſer Maſchine nur $\eta = \frac{1}{3{,}3} = 0{,}30$ iſt.

Durch die Reibung an den Zapfen M, A und B ſteigert ſich die Kraft P noch um Etwas, wird alſo η noch mehr herabgezogen.

Soll die Laſt Q auf $s_1 = 50$ Fuß Höhe gehoben werden, ſo iſt der entſprechende Weg des Kraftpunktes D:

$$s = \frac{v}{w} s_1 = {}^{576}/_{5} \,.\, 50 = 5760 \text{ Fuß,}$$

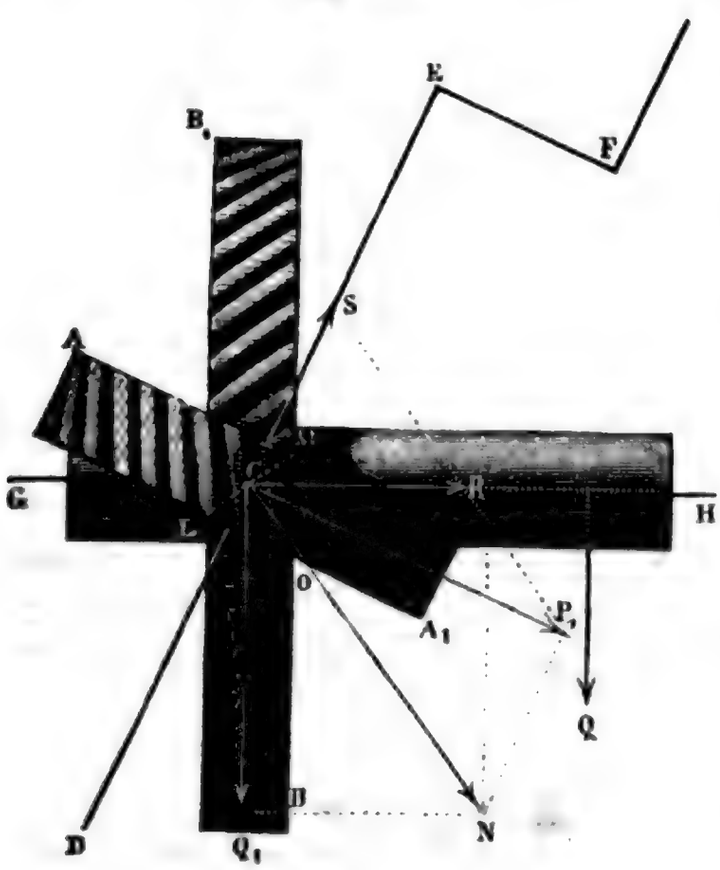
und daher die erforderliche Umdrehungszahl der Schnecke

$$u_1 = \frac{s}{2\pi a_1} = \frac{5760}{36\pi} = 50{,}93.$$

§. 149. Mit der Schraube ohne Ende ſtehen die Schraubenräder oder die Räder mit ſchiefen Zähnen in genauem Zuſammenhange. Ein Schraubenräderwerk beſteht im Weſentlichen aus zwei in einandergreifenden Schraubenſpindeln; und da ſich das Zahnrad der Schraube ohne Ende ebenfalls als eine Schraubenſpindel anſehen läßt, deren Gewinde die Zähne dieſes Rades bilden, ſo iſt auch die Schraube ohne Ende ein Schraubenräderwerk, und zwar ein ſolches, wo ſich die Umdrehungsebenen unter dem Rechtwinkel ſchneiden.

Schraubenräder.

Fig. 306.

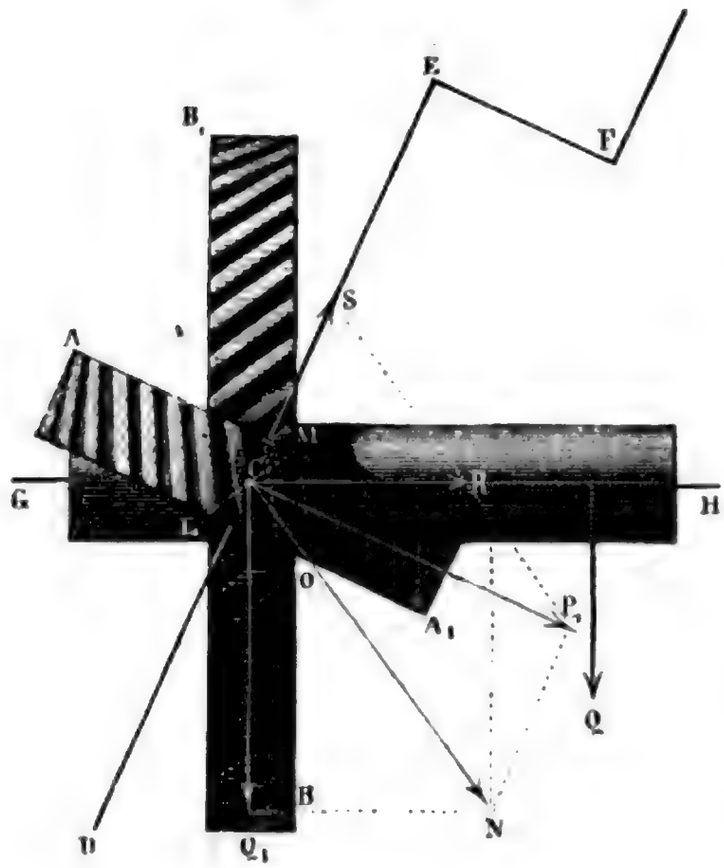


Digitized by Google

Schrauben-räder.

Ein Schraubenräderwerk, dessen Umdrehungsebenen einen schiefen Winkel $P_1CQ_1 = \alpha$ zwischen sich einschließen, ist in Figur 307 abgebildet. Es sind hier AA_1 und BB_1 die beiden Räder mit schiefen oder Schraubenzähnen, welche um die nicht in einerlei Ebene liegenden Axen DE und GH drehbar sind. Wird nun AA_1 durch eine Kraft P, z. B. mittels einer Kurbel EF, in Umdrehung gesetzt, so greifen die (allerdings in der Figur verdeckten) Zähne LM desselben zwischen die Zähne des Rades BB_1, und setzen dadurch auch das letztere in Umdrehung, so wie die an der Welle dieses Rades wirkende Last Q in Bewegung.

Fig. 307.



Nehmen wir an, daß die Berührungsfläche LM zwischen den Zähnen im Berührungspunkte um die Winkel $CMA = \alpha$ und $CMB = \alpha_1$ von den Umdrehungsebenen beider Räder abweiche, daß also die Normale CN zu jener Berührungsebene mit diesen Umdrehungsebenen die Winkel $NCP_1 = 90^0 - \alpha$ und $NCQ_1 = 90^0 - \alpha_1$ bilde; bezeichnen wir ferner die Radhalbmesser CA und CB durch r und r_1 und setzen wir den Hebelarm der Kraft P, $EF = a$ und den der Last Q, $= b$. Der Druck N zwischen den Zähnen giebt erstens die Seitenkräfte P_1 und S des Rades AA_1, und zweitens auch die Seitenkräfte Q_1 und R der Radwelle BB_1, und von diesen Kräften ist P_1 die Umdrehungskraft von AA_1, so wie Q_1 die von BB_1, dagegen sind S und R parallel zu den Radaxen wirkende Kräfte, welche keinen directen Einfluß auf die Umdrehung ausüben, sondern nur die Zapfenreibungen vergrößern.

Wir haben, unserer Bezeichnung entsprechend,

$$P_1 = N\cos.NCP_1 = N\sin.\alpha \quad \text{und}$$
$$Q_1 = N\cos.NCQ_1 = N\sin.\alpha_1;$$

folglich ist $\frac{P_1}{Q_1} = \frac{\sin.\alpha}{\sin.\alpha_1}$;

Digitized by Google

aber es iſt auch $P_1 = \frac{a}{r} P$ und $Q_1 = \frac{b}{r_1} Q$, Schraubenräder.

daher haben wir, wenn von allen Nebenhinderniſſen abgeſehen wird,

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{a r_1 P}{b r Q}, \text{ und folglich}$$

$$\frac{P}{Q} = \frac{b r}{a r_1} \cdot \frac{P_1}{Q_1} = \frac{b r \sin. \alpha}{a r_1 \sin. \alpha_1}, \text{ alſo}$$

$$P = \frac{r \sin. \alpha}{r_1 \sin. \alpha_1} \cdot \frac{b}{a} Q.$$

Stehen die Radebenen winkelrecht auf einander, ſo hat man $\alpha + \alpha_1 = 90^0$, daher $\sin. \alpha_1 = \cos. \alpha$ und $\frac{\sin. \alpha}{\sin. \alpha_1} = \frac{\sin. \alpha}{\cos. \alpha} = \tang. \alpha$, folglich iſt hier die Kraft $P = \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b}{a} Q \tang. \alpha$, wie bei der Schraube ohne Ende.

Will man dieſe Kraft mit Berückſichtigung der Reibung beſtimmen, ſo hat man die Seitenkraft nicht in der Normale, ſondern um den Reibungswinkel ϱ davon abweichend anzunehmen, weshalb nun auch

$P_1 = N \sin. (\alpha + \varrho)$ und
$Q_1 = N \sin. (\alpha_1 - \varrho)$ zu ſetzen iſt.

Deshalb erhalten wir hier

$$\frac{P_1}{Q_1} = \frac{a r_1 P}{b r Q} = \frac{\sin. (\alpha + \varrho)}{\sin. (\alpha_1 - \varrho)}, \text{ und daher}$$

$$P = \frac{r \sin. (\alpha + \varrho)}{r_1 \sin. (\alpha_1 - \varrho)} \cdot \frac{b}{a} Q.$$

Schließen die beiden Umdrehungswinkel den Rechtwinkel zwiſchen ſich ein, iſt alſo $\alpha + \alpha_1 = 90^0$, ſo hat man
$\sin. (\alpha_1 - \varrho) = \sin. [90^0 - (\alpha + \varrho)] = \cos. (\alpha + \varrho)$ und daher

$$P = \frac{r \sin. (\alpha + \varrho)}{r_1 \cos. (\alpha + \varrho)} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b}{a} Q \tang. (\alpha + \varrho),$$

wie bei der Schraube ohne Ende.

Nehmen wir dagegen $\alpha_1 = 180^0 - \alpha$, ſo haben wir es mit bloßen Stirnrädern mit Schraubenzähnen (ſ. III., §. 57) zu thun, und es ſtellt ſich hier $P = \frac{r \sin. (\alpha + \varrho)}{r_1 \sin. [180^0 - (\alpha + \varrho)]} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b}{a} Q$ heraus, ſo daß alſo hier die Reibung ganz ausfällt.

Ein Hauptübelſtand der Schraubenräder beſteht in der excentriſchen Wirkung der Seitenkräfte S und R, vermöge welcher die Räder nicht allein in ihrer Axenrichtung, ſondern auch ſeitlich auf ihre Lager wirken, und zwar letzteres um ſo mehr, je kürzer ihre Axen ſind.

Schraubenräder.

Sind l und l_1 die Axenlängen beider Räder, von Zapfen zu Zapfen gemessen, so haben wir die in entgegengesetzten Richtungen wirkenden Kräfte, mit welcher die Welle DE des Rades durch S gegen seine Lager gedrückt wird,

$$S_1 = S_2 = \frac{r}{l} S,$$

und die mit welcher die Welle GH des Rades BB_1 durch R gegen seine Lager gepreßt wird, $R_1 = R_2 = \frac{r_1}{l_1} R$.

Beispiel. Bei einem Schraubenräderwerke ist die Last $Q = 3000$ Pfund, der Hebelarm der Kraft $a = 40$ Zoll und der der Last $b = 15$ Zoll, ferner der Halbmesser des Treibrades $r = 8$ und der des Getriebrades $r_1 = 25$ Zoll, endlich der Winkel, um welchen die Umdrehungsebenen beider Räder von der Zahnare abweichen, $\alpha = \alpha_1 = 60°$, und man sucht die nöthige Kraft P.

Ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse ist

$$P = \frac{r \sin.\alpha}{r_1 \sin.\alpha_1} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{r}{r_1} \cdot \frac{b}{a} Q = {}^8/_{25} \cdot {}^{15}/_{40} \cdot 3000 = 360 \text{ Pfund},$$

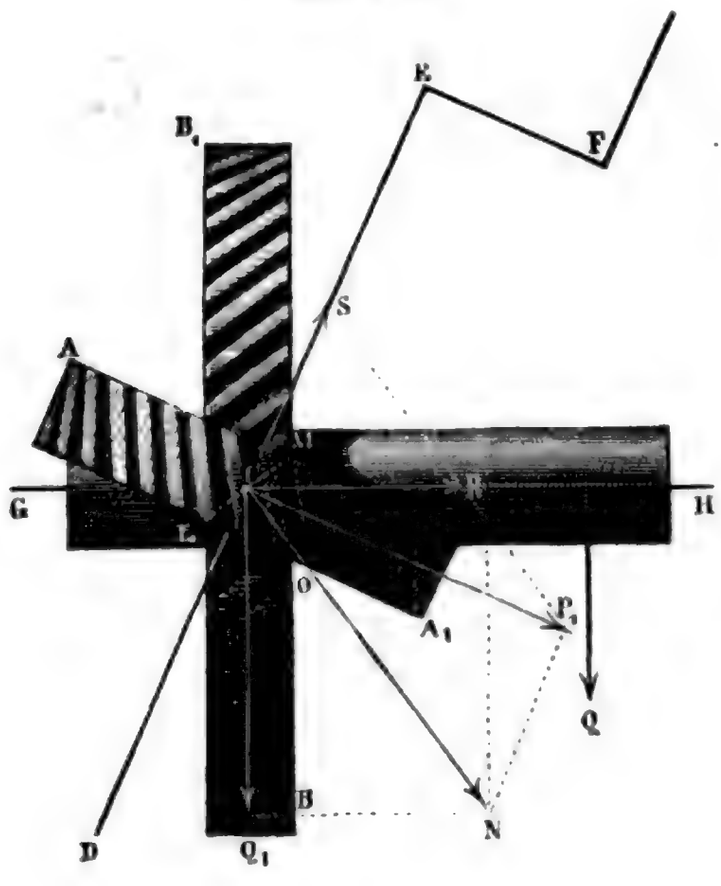
mit Rücksicht auf die Zahnreibung ist, wenn man den Reibungswinkel $\varrho = 7°$ nimmt,

$$P = \frac{r \sin.(\alpha + \varrho)}{r_1 \sin.(\alpha_1 - \varrho)} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{8 \sin. 67°}{25 \sin. 53°} \cdot {}^{15}/_{40} \cdot 3000$$

$$= 360 \cdot \frac{\sin. 67°}{\sin. 53°} = 415 \text{ Pfund}, \text{ es verzehrt also die Zahnreibung}$$

$\frac{415 - 360}{415} = 0{,}132$, d. i. über 13 Procent der Kraft.

Fig. 308.



§. 150. Die Anordnung eines Schraubenräderwerkes ist, wie folgt, zu vollziehen. Während ein Zahn LM, Fig. 308, arbeitet, rückt das eine Rad um LO und das andere um MO fort, es ist folglich das Verhältniß der Umdrehungsgeschwindigkeiten c und c_1 beider Räder

$$\frac{c}{c_1} = \frac{LO}{MO} = \frac{\sin.\alpha_1}{\sin.\alpha},$$

und daher das Umsetzungsverhältniß oder das Verhältniß der Umdrehungszahl u des einen Rades pro Min. zu der (u_1) des anderen

$$\psi = \frac{u_1}{u} = \frac{30\,c_1}{\pi r_1} : \frac{30\,c}{\pi r} = \frac{c_1 r}{c r_1} = \frac{r \sin.\alpha}{r_1 \sin.\alpha_1}.$$ Schraubenräder.

In der Regel ist ψ gegeben, und daher mittels der letzten Formel aus drei der Größen r, r_1, α und α_1 die vierte zu berechnen. Ist dies geschehen, so kann aus der gegebenen Last Q mittels der obigen Kraftformel die Kraft P und hieraus wieder der Normaldruck zwischen den Zähnen

$$N = \frac{P_1}{\sin.\alpha} = \frac{a\,P}{r \sin.\alpha}$$ berechnet werden.

Dieser Normaldruck giebt nun die normale Zahndicke nach III., §. 48,

$$b = 0{,}03\,\sqrt{N},$$

und hiernach ist die Theilung am Umfange des Triebrades

$$s = \frac{2{,}1\,b}{\sin.\alpha}$$

und die am Umfange des Getriebrades

$$s_1 = \frac{2{,}1\,b}{\sin.\alpha_1}$$ zu bestimmen.

Die Anzahl der Zähne des ersten Rades ist nun

$$n = \frac{2\pi r}{s} = \frac{2\pi r \sin.\alpha}{2{,}1\,b},$$ und die des zweiten

$$n_1 = \frac{2\pi r_1}{s_1} = \frac{2\pi r_1 \sin.\alpha_1}{2{,}1\,b},$$

folglich das Verhältniß der Zähnezahlen

$$\frac{n}{n_1} = \frac{r \sin.\alpha}{r_1 \sin.\alpha_1} = \psi,$$

wie bei den gewöhnlichen Zahnräderwerken.

Daher ist auch das einfache Kraft- oder Geschwindigkeitsverhältniß dieses Räderwerkes

$$\frac{P}{Q} = \frac{w}{v} = \frac{r \sin.\alpha}{r_1 \sin.\alpha_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} = \frac{n}{n_1} \cdot \frac{b_1}{a_1} = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{b_1}{a_1}.$$

Beispiel. Bei dem im vorigen Beispiele betrachteten Räderwerke, wo $\alpha = \alpha_1 = 60°$ ist, hat man das Umsetzungsverhältniß

$$\psi = \frac{u_1}{u} = \frac{r}{r_1} = {}^{8}/_{25};$$

sollte dasselbe aber bei denselben Halbmessern $^1/_5$ werden, so müßte

$$\frac{r \sin.\alpha}{r_1 \sin.\alpha_1} = {}^1/_5, \text{ also } \frac{\sin.\alpha}{\sin.\alpha_1} = {}^1/_5 \,.\, {}^{25}/_8 = {}^5/_8 \text{ sein.}$$

Nun ist aber $\alpha + \alpha_1 = 120°$, folglich hat man

$$tang.\,\alpha = \frac{5\ sin.\,120°}{8 - 5\ cos.\,120°} = \frac{4{,}330}{5{,}5} = 0{,}7873, \text{ also } \alpha = 38°{,}13' \text{ und}$$

$$tang.\,\alpha_1 = \frac{8\ sin.\,120°}{5 - 8\ cos.\,120°} = \frac{6{,}928}{1} = 6{,}928, \text{ also } \alpha_1 = 81°{,}47'.$$

Digitized by Google

Schraubenräder.

Die Kraft iſt bei derſelben Laſt $Q = 3000$ Pfund

$$P = \frac{r \sin.(\alpha + \varrho)}{r_1 \sin.(\alpha_1 - \varrho)} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q = \frac{8 \sin. 45°, 13'}{25 \sin. 74°, 47'} \cdot {}^{15}/_{40} \cdot 3000$$

$$= 360 \frac{\sin. 45°, 13'}{\sin. 74°, 47'} = 264{,}8 \text{ Pfund};$$

folglich der Normaldruck $N = \frac{aP}{r \sin. \alpha} = \frac{40 \cdot 264{,}8}{8 \sin. 38°, 13'} = 2140$ Pfund,

und daher die normale Zahndicke $b = 0{,}03 \sqrt{N} = 0{,}03 \sqrt{2140} = 1{,}39$ Zoll.

Nun folgen die Theilungen $s = \frac{2{,}1\, b}{\sin. \alpha} = \frac{2{,}1 \cdot 1{,}39}{\sin. 38°, 13'} = 4{,}718$,

und $s_1 = \frac{2{,}1\, b}{\sin. \alpha_1} = \frac{2{,}1 \cdot 1{,}39}{\sin. 81°, 47'} = 2{,}949$ Zoll,

und endlich die entſprechenden Zähnezahlen

$$n = \frac{2\pi r}{s} = \frac{6{,}283 \cdot 8}{4{,}718} = 10{,}6 \text{ und}$$

$$n_1 = \frac{2\pi r_1}{s_1} = \frac{6{,}283 \cdot 25}{2{,}949} = 53{,}2,$$

wofür $n = 11$ und $n_1 = 55$ zu nehmen ſein möchte.

Schlußanmerkung. Eine ſehr vollſtändige praktiſche Abhandlung über die Schrauben von Karmarſch findet ſich im dreizehnten Bande von Prechtl's technologiſcher Encyclopädie. Ueber die Theorie der Schraube handelt auch Poncelet in ſeinem Cours de Mécanique appliquée aux machines (deutſch unter dem Titel »Lehrbuch der Anwendung der Mechanik auf Maſchinen«), nächſtdem auch Navier in ſeinem Resumé des Leçons sur l'application de la mécanique etc. und Coriolis in ſeinem Calcul de l'effet des machines. Von den Schraubenrädern ſpricht Olivier in ſeiner geometriſchen Theorie der Zahnräderwerke. Es iſt auch hierüber nachzuleſen Willis' Principles of mechanism.

Sechstes Kapitel.

Von den ungewöhnlicheren Zwiſchenmaſchinen oder Hülfsmitteln zur Abänderung der Bewegung.

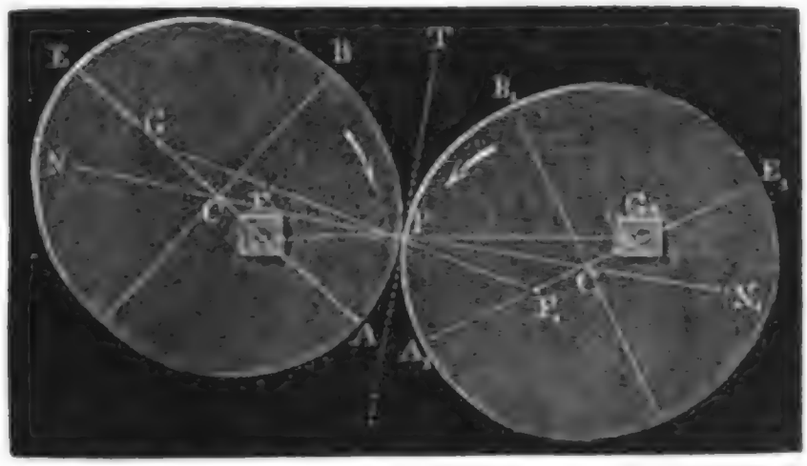
Elliptiſche Räder.

§. 151. Wir haben im zweiten Kapitel (III.) nur von denjenigen Räderwerken gehandelt, welche mit einer und derſelben unveränderlichen Geſchwindigkeit umlaufen; es bleibt uns daher noch übrig auch von den allerdings nur ſelten vorkommenden Räderwerken mit veränderlicher Umdrehungsgeſchwindigkeit zu ſprechen. Ziehen wir insbeſondere den Fall in Unterſuchung, wo ein mit unveränderlicher Winkelgeſchwindigkeit umlaufendes Rad ein anderes Rad mit veränderlicher Winkelgeſchwindigkeit umtreibt. Es gehören hierher vorzüglich die elliptiſchen Räderwerke. Dieſelben beſtehen aus zwei elliptiſchen Stirnrädern ACB und $A_1C_1B_1$, Fig. 309,

Digitized by Google

welche ſich um die entgegengeſetzten Brennpunkte F und G_1 drehen. Da bei einer, und alſo auch bei gleichen Ellipſen, die Summe $PF + PG = PF + PG_1$ der Radienvectoren eines jeden Punktes P unveränderlich, Elliptiſche Räder.

Fig. 309.



und zwar der großen Axe $AE = A_1E_1$ gleich iſt, und da die Normale PN in jedem Punkte P einer Ellipſe den Winkel FPG zwiſchen dieſen Radien halbirt (ſ. »Ingenieur«, Seite 238), folglich die Normalen PN und PN_1 beider Ellipſen in eine gerade Linie fallen, ſo werden ſich daher beide Ellipſen bei ihrer Drehung ſtets in einer gemeinſchaftlichen Tangente PT berühren.

Sind die Halbaxen $CA = C_1A_1 = a$ und
$CB = C_1B_1 = b$, ſo hat man die Excentricität

$$CF = CG = C_1F_1 = C_1G_1 = e = \sqrt{a^2 - b^2},$$

und für die Berührung in A die Drehungshalbmeſſer $FA = a - e$ und $G_1A_1 = a + e$, dagegen für die in E, $FE = a + e$ und $G_1E_1 = a - e$. Nun folgt das Umſetzungsverhältniß oder das Verhältniß der Winkelgeſchwindigkeit des Getriebrades $A_1C_1B_1$ zu der Winkelgeſchwindigkeit des Treibrades ACB (vergl. III., §. 26) für die Berührung in A:

$$\psi_1 = \frac{FA}{G_1A_1} = \frac{a - e}{a + e},$$

und für die Berührung in E:

$$\psi_2 = \frac{FE}{G_1E_1} = \frac{a + e}{a - e};$$

und es iſt demnach das Verhältniß, in welchem bei einer gleichförmigen Umdrehung des Treibrades die größte Winkelgeſchwindigkeit des Getriebrades zur kleinſten Winkelgeſchwindigkeit deſſelben ſteht,

$$\chi = \frac{\psi_2}{\psi_1} = \frac{a + e}{a - e} : \frac{a - e}{a + e} = \left(\frac{a + e}{a - e}\right)^2.$$

Giebt man die Centraldiſtanz $FG_1 = d = 2a$ und das Grenzgeſchwindigkeitsverhältniß $\chi = \frac{\psi_1}{\psi_2}$, ſo kann man die erforderliche Excentricität

Elliptische Räder.

berechnen. Es ist $a + e = (a - e)\sqrt{\chi}$ und daher

$$e = \left(\frac{\sqrt{\chi} - 1}{\sqrt{\chi} + 1}\right) a,$$

woraus nun noch die kleine Halbaxe

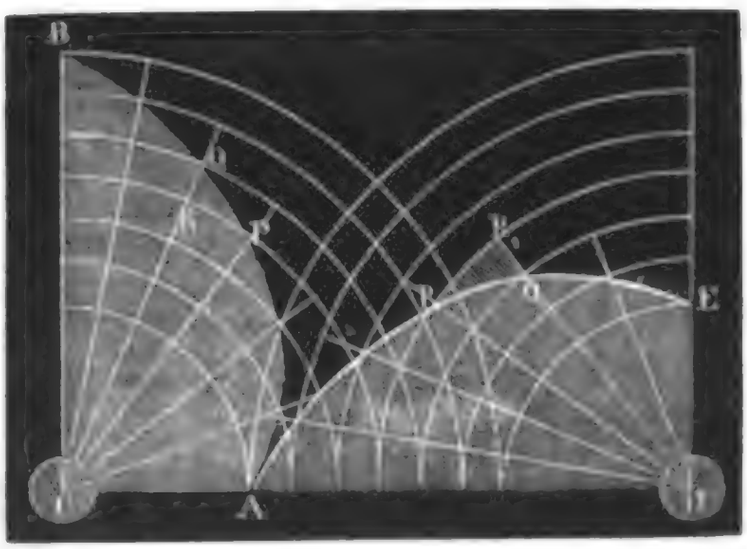
$$b = \sqrt{a^2 - e^2} = \frac{2a\sqrt[4]{\chi}}{\sqrt{\chi} + 1} \text{ folgt.}$$

Beispiel. Soll eine gleichförmig umlaufende Welle eine andere Welle so umdrehen, daß zwar das mittlere Umdrehungsverhältniß bei beiden Wellen eins und dasselbe ist, daß sich aber die Winkelgeschwindigkeit der zweiten Welle bei jeder Umdrehung ein Mal um das vierfache steigert, und ebenso ein Mal um ebenso viel vermindert, so kann man beide Wellen durch ein elliptisches Zahnradvorgelege mit der Excentricität $e = \left(\frac{\sqrt{4} - 1}{\sqrt{4} + 1}\right) a = \frac{a}{3}$ verbinden.

Spiralräder.

§. 152 *). Die Spiralräder gestatten noch eine allgemeinere Anwendung als die elliptischen Räder. Auf die Anwendung dieser Räder wird man durch folgende Betrachtung geführt. Es sei ACB, Fig. 310, ein Sector des einen und ADE ein Sector des zweiten Rades, welches von dem ersteren um D gedreht wird, während dieses um C umläuft. Deshalb müssen wir fordern, daß nicht allein die Summe der Entfernungen CP und DP_1 oder CQ und DQ_1 aller in der Centrallinie CD zur Berührung kommenden Punkte P und P_1 oder Q und Q_1 eine constante, d. i.

Fig. 310.



$$CP + DP_1 = CQ + DQ_1 = CA + DA = CD \text{ sei,}$$

sondern auch, daß die Tangentenwinkel RPQ und $R_1P_1Q_1$ an diesen Punkten (P, P_1) gleich groß und entgegengesetzt seien.

Setzen wir die anfänglichen Halbmesser CA und $DA = r$ und r_1, und die veränderlichen Halbmesser CP und $DP_1 = z$ und z_1, so haben wir also

$$1)\ z + z_1 = r + r_1;$$

und setzen wir ferner die Tangentenwinkel, oder die Winkel RPQ und $R_1P_1Q_1$, unter welchen die Radcurven die entsprechenden Kreisumfänge durchschneiden, α und α_1, so haben wir

$$2)\ tang.\,\alpha_1 = -\,tang.\,\alpha.$$

Digitized by Google

Spiralräder.

Bezeichnen wir die Umdrehungswinkel ACP und ADP_1 durch φ und φ_1, und ihre Elemente PCR und P_1DR_1 durch $d\varphi$ und $d\varphi_1$, ſo wie die Elemente RQ und R_1Q_1 durch dz und dz_1, ſo können wir auch

$$tang.\,\alpha = \frac{QR}{PR} = \frac{dz}{z\,d\varphi} \text{ und } tang.\,\alpha_1 = \frac{R_1Q_1}{P_1R_1} = \frac{dz}{z_1\,d\varphi_1}$$

ſetzen, und es läßt ſich daher auch die zweite Gleichung in folgende umändern

$$\frac{dz}{z\,d\varphi} = -\frac{dz_1}{z_1\,d\varphi_1}.$$

Nehmen wir $\alpha = -\alpha_1$ conſtant, ſo finden wir aus $\frac{dz}{z} = tang.\,\alpha\,.\,d\varphi$

das Integral $Log.\,nat.\left(\frac{z}{r}\right) = \varphi\,tang.\,\alpha$, oder

$$z = r\,e^{\varphi\,tang.\,\alpha},$$

wo e die Grundzahl 2,71828... der natürlichen Logarithmen iſt (ſ. analyt. Hülfslehren, Art. 14).

Dagegen giebt $\frac{dz_1}{z_1} = -\,tang.\,\alpha\,.\,d\varphi_1$, das Integral

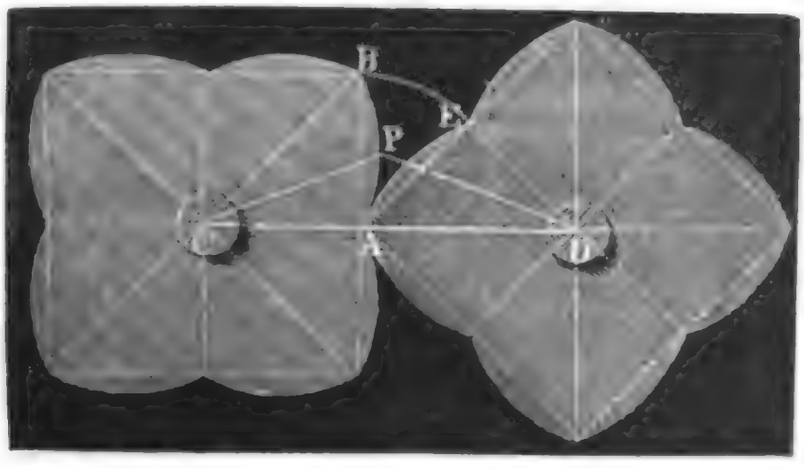
$$Log.\,nat.\left(\frac{z_1}{r_1}\right) = -\,\varphi\,tang.\,\alpha, \text{ und daher}$$

$$z_1 = r_1\,e^{-\varphi_1\,tang.\,\alpha} = \frac{r_1}{e^{\varphi_1\,tang.\,\alpha}}.$$

Die Gleichungen $z = r\,e^{\varphi\,tang.\,\alpha}$ und $z_1 = r_1\,e^{-\varphi_1\,tang.\,\alpha}$ gehören logarithmiſchen Spirallinien an, welche die Eigenthümlichkeit haben, daß ſich die aus den Drehungspunkten C oder D beſchriebenen concentriſchen Kreiſe unter einem unveränderlichen Winkel α ſchneiden.

Die Radconſtruction nach einer logarithmiſchen Spirale läßt ſich auch bei dreieckigen, quadratiſchen und anderen polygonalen Rädern anwenden. Ein quadratiſches Räderpaar iſt in Figur 311 vor Augen geführt. Iſt hier der kleinſte Halbmeſſer $CA = DE = r$, ſo hat man

Fig. 311.



Spiralräder. den größten $CB = DA = r_1 = r\sqrt{2} = 1{,}4142\,r$, und zwar für $\varphi = ACB = ADE = \frac{\pi}{4}$ (45°). Wird nun in die Gleichung

$$\varphi\ tang.\ \alpha = Log.\,nat.\left(\frac{z}{r}\right),$$

$\varphi = \frac{\pi}{4}$ und $z = r\sqrt{2}$ eingesetzt, so erhält man für den constanten Tangentenwinkel α der hier anzuwendenden Spirallinie

$$tang.\,\alpha = \frac{4}{\pi}\ Log.\ nat.\ \sqrt{2} = \frac{2}{\pi}\ Log.\ nat.\ 2 = 0{,}44128,$$

und daher $\alpha = 23°,49'$; und es ist nun die Gleichung der Radcurven AB und EA: $z = r\,e^{0{,}44128\,\varphi}$, oder

$$Log.\,nat.\left(\frac{z}{r}\right) = 0{,}44128\,\varphi\ Log.\ nat.\ e$$

Z. B. nimmt man $\varphi = \frac{\pi}{8}$ (22½°), so ist für den Radiusvector $CP = z$,

$$Log.\,nat.\left(\frac{z}{r}\right) = 0{,}44128\ .\ \frac{\pi}{8}\ .\ 0{,}43429 = 0{,}07526,$$

folglich $CP = z = 1{,}189\,r$.

Das Umsetzungsverhältniß ist hier, bei der Berührung in A:

$$\psi_1 = \frac{r}{r_1} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0{,}7072,$$

und bei der zwischen B und E:

$$\psi_2 = \frac{r_1}{r} = \sqrt{2} = 1{,}4142,$$

also das Verhältniß der größten zur kleinsten Winkelgeschwindigkeit

$$\chi = \frac{\psi_2}{\psi_1} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{1/2}} = 2.$$

Anmerkung. Wenig anders geformte viereckige Räder sind bei den Buchdruckerpressen von Bacon und Donkin angewendet worden. Man sieht leicht ein, daß hier während einer Umdrehung abwechselnd vier Maximal- und vier Minimalgeschwindigkeiten vorkommen.

Conische Spiralräder. §. 153 *). Ist φ der Umdrehungswinkel des einen Rades und φ_1 der entsprechende Winkel des zweiten Rades, so hat man das Umsetzungsverhältniß $\psi = \frac{\varphi_1}{\varphi}$.

Bei den gewöhnlichen Kreisrädern ist dieses Verhältniß eine constante Zahl; bei elliptischen, spiralförmigen und anderen Rädern ist es hingegen eine veränderliche Zahl, z. B. $\psi = \alpha + \beta\varphi$, wo α und β besonders zu

Digitized by Google

bestimmende Größen bedeuten. Dann ist aber auch ψ nicht $= \frac{\varphi_1}{\varphi}$ son- Conische Spiralräder.
dern $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$, wo $d\varphi_1$ und $d\varphi$ die Elemente von φ_1 und φ bezeichnen, zu setzen, und es giebt uns die Integration die Abhängigkeit zwischen den gleichzeitigen Umdrehungswinkeln φ und φ_1 die Formel

$$\varphi_1 = \int \psi \, d\varphi = \int (\alpha + \beta\varphi) \, d\varphi = \alpha\varphi + \frac{\beta}{2} \varphi^2.$$

Ist nun d der Abstand der Radaxen von einander, so erhalten wir, wie in III., §. 38, die beiden den Umdrehungswinkeln φ und φ_1 entsprechenden Radhalbmesser $z = \frac{\psi}{1+\psi} d$ und $z_1 = \frac{d}{1+\psi}$.

Leicht kann man nun mit Hülfe dieser Formeln die Anordnung eines, gewissen Forderungen entsprechenden ungleichförmig umlaufenden Räderwerkes vollziehen. Verlangen wir z. B., daß sich das Getriebrad drei Mal umdreht, während das Treibrad zwei Mal umläuft, und daß sich die Geschwindigkeit des letzteren hierbei verdoppeln soll, so haben wir die Bedingungen

$$3 \,.\, 2\pi = \alpha \,.\, 2 \,.\, 2\pi + \frac{\beta}{2} \,.\, (2 \,.\, 2\pi)^2, \quad \text{d. i.}$$

$$3 = 2\alpha + 4\pi\beta, \quad \text{und}$$

$$\alpha + \beta \,.\, 2 \,.\, 2\pi = 2\alpha, \quad \text{d. i.} \quad \alpha = 4\pi\beta;$$

weshalb nun $\alpha = 1$ und $\beta = \frac{1}{4\pi}$, also

$$\psi = 1 + \frac{\varphi}{4\pi} \quad \text{und} \quad \varphi_1 = \varphi + \frac{\varphi^2}{8\pi} \text{ folgt.}$$

Die Halbmesser für den Anfang der Umdrehung sind:

$$r = \frac{d}{1+1} = \frac{d}{2} \quad \text{und} \quad r_1 = \frac{d}{2},$$

dagegen die für das Ende der Drehungen $\varphi = 4\pi$ und $\varphi_1 = 6\pi$,

$$z = \frac{2d}{1+2} = \tfrac{2}{3} d \text{ und } z_1 = \frac{d}{1+2} = \frac{d}{3}.$$

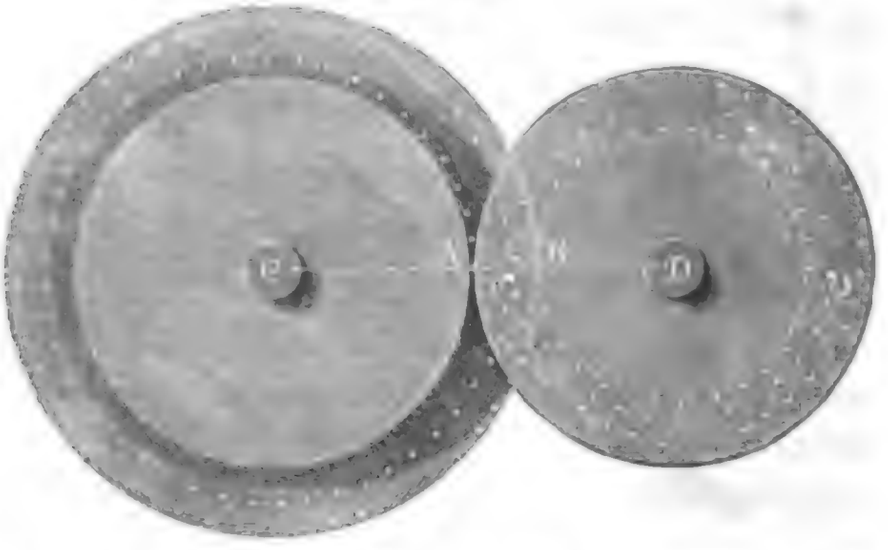
Hiernach lassen sich die zuerst von Römer angegebenen conischen Räder, deren Zähne in Spiral- oder Schraubenlinien neben einander stehen, construiren. Ein solches, dem soeben behandelten Falle entsprechendes Räderpaar ist in Figur 312 (auf folgd. Seite) abgebildet. Diese Räder drehen sich um die unter sich parallelen Axen C und D und berühren einander in der in der Figur verdeckten geraden Linie AB. Die hier nur durch Punkte angedeuteten Radzähne laufen bei dem Treibrade CA in zwei, und

Digitized by Google

Conische Spiralräder

bei dem Getriebrade DB in drei Windungen, um die entſprechenden Drehaxen C und D. Anfangs iſt der Eingriff bei A, und wenn das erſte Rad zwei und das zweite drei Umdrehungen gemacht hat, findet der Eingriff in B ſtatt. Iſt dagegen das erſte Rad nur ein Mal und folglich das zweite

Fig 312.



ein und ein halbes Mal umgelaufen, ſo ſind die Punkte P und Q in Berührung, welche in den Abſtänden

$$CP = z = \frac{{}^3/_5 d}{1 + {}^3/_2} = {}^3/_5 d \quad \text{und}$$

$$DQ = z_1 = \frac{d}{1 + {}^3/_2} = {}^2/_5 d$$

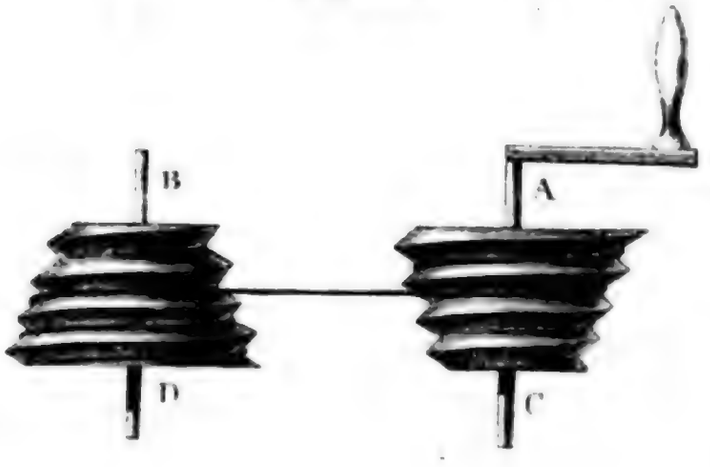
von ihren Drehungsaxen C und D abſtehen, während anfangs

$$CA = DB = \frac{d}{2} \text{ und am Ende}$$

$$CB = {}^2/_3 d \text{ und } DB = \frac{d}{3} \text{ iſt.}$$

Anmerkung. Man kann auch die Spiralräder durch eine Schnur oder Kette mit einander verbinden, wie z. B. Fig. 313 vor Augen führt; während ſich hier bei einer gleichförmigen Umdrehung der einen Trommel um ihre Axe AC die Kette auf dieſe Trommel auf- und von der anderen Trommel abwickelt, wird die letztere um ihre Axe BD ungleichförmig, und zwar hier verzögert umgedreht.

Fig. 313.

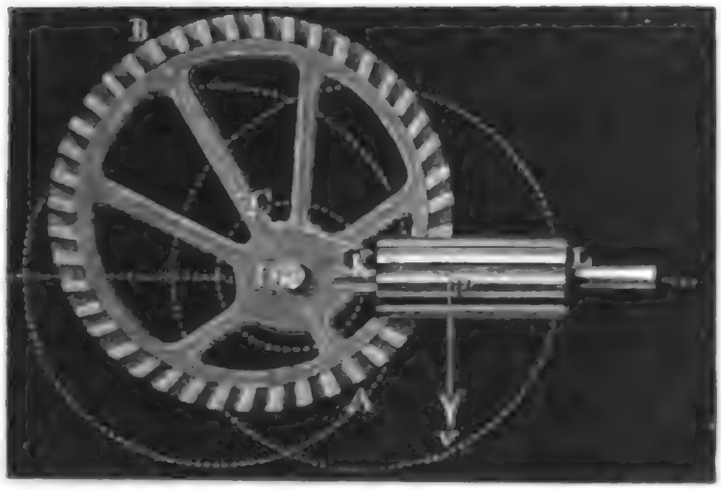


Digitized by Google

§. 154. Man kann auch zur Erzeugung einer ungleichförmigen Kreisbewegung excentrische Kreisräder anwenden, wie aus folgenden Beispielen zu ersehen ist. Excentrische Kreisräder.

Das Stirnrad AB, Fig. 314, dessen Mittelpunkt C ist, dreht sich um die excentrische Axe D, und seine nach D gerichteten Zähne greifen in ein langes Getriebe KL ein, dessen Geschwindigkeit v mit dem Radiusvector $DP = z$ wächst und abnimmt. Ist der Radhalbmesser $CA = CB = CP = r$, die Excentricität $CD = e$, und der veränderliche Umdrehungswinkel $ADP = \beta$, so haben wir, einer bekannten trigonometrischen Formel zu Folge, $\overline{CP}^2 = r^2 = e^2 + 2ez\ cos.\beta + z^2$,

Fig. 314.



daher $z = -e\ cos.\beta + \sqrt{r^2 - e^2\ sin.\beta^2}$,

z. B. für den Eingriff von A, wo $\beta = 0$ ist,

$$DA = -e + r = r - e,$$

und für den Eingriff von B, wo $\beta = 180^0$ ist,

$$DB = +e + r = r + e.$$

Ist ω die Winkelgeschwindigkeit des Rades, ω_1 die des Getriebes und r_1 der mittlere Halbmesser desselben, so haben wir

$$\omega_1 = \frac{v}{r_1} = \frac{\omega z}{r_1} = (-e\ cos.\beta + \sqrt{r^2 - e^2\ sin.\beta^2})\ \frac{\omega}{r_1},$$

und die eminenten Werthe dieser Umdrehungsgeschwindigkeit

$$\left(\frac{r-e}{r_1}\right)\omega \quad \text{und} \quad \left(\frac{r+e}{r_1}\right)\omega.$$

Das mittlere Umsetzungsverhältniß ist hier wie bei jedem einfachen Räderwerke $\psi = \frac{\omega_1}{\omega} = \frac{r}{r_1}$. Während also das Rad AB ein Mal umläuft, macht das Rad KL, $\frac{r}{r_1}$ Umdrehungen, und während jenes Rad gleichförmig umläuft, steigert sich die Winkelgeschwindigkeit des letzteren allmälig im Verhältnisse $\frac{r+e}{r-e}$.

Ein anderer Mechanismus mit einem excentrischen Rade ist in Fig. 315 abgebildet. Auch hier ist AB das um eine excentrische Axe D sich drehende

Digitized by Google

Excentriſche Treibräder.

Treibrad; daſſelbe ſetzt jedoch das Getriebrad ME nicht unmittelbar, ſondern erſt mittels eines Zwiſchenrades BEK in Bewegung. Da ſich während der Umdrehung des Rades AB um ſeine Axe D der Radiusvector DB unaufhörlich ändert, ſo fordert der ununterbrochene Eingriff in B und E, daß die Drehungsaxe K des Zwiſchenrades nicht feſt, ſondern durch drehbare Arme MK und CK mit den Mittelpunkten M und C der beiden anderen Räder verbunden ſei, ſo daß das Zwiſchenrad um die Excentricität $CD = e$ auf- und niederſteigen kann. Sind auch hier die Radhalbmeſſer $CA = CB = r$ und $ME = r_1$, ſo hat man, wie oben, das mittlere Umſetzungsverhältniß $\psi = \frac{r}{r_1}$ und ebenſo das Verhältniß der Maximal- und Minimalwinkelgeſchwindigkeiten des Getriebrades:

$$\frac{\psi_1}{\psi_2} = \frac{r + e}{r - e}.$$

Fig. 315.

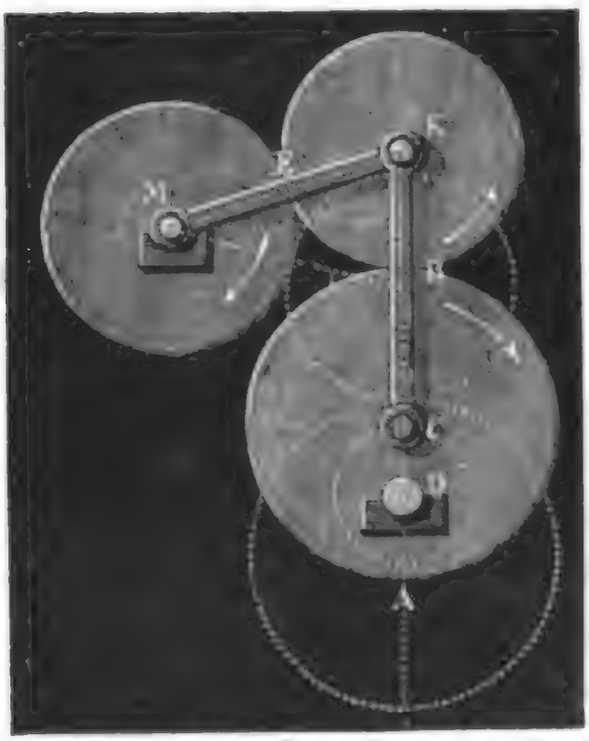
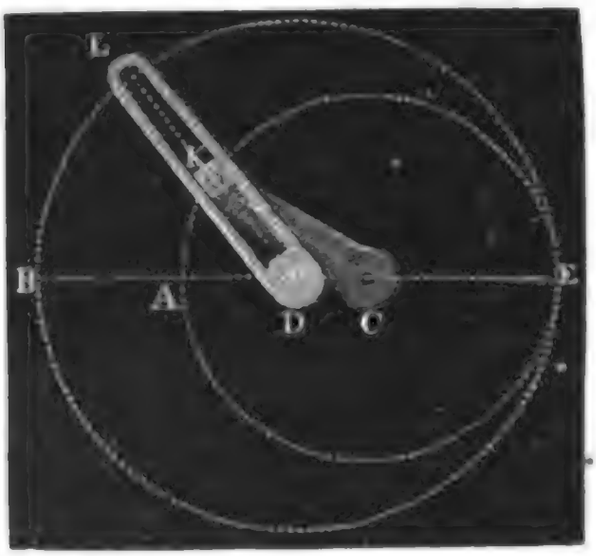


Fig. 316.



Sehr einfach läßt ſich auch noch eine veränderliche Umſetzung durch zwei excentriſch geſtellte Krummzapfen CK und DL, Fig. 316, bewirken, wenn man die Warze K des einen mit einem Lager und den Arm DL des anderen mit einem Schlitz verſieht, in welchen ſich jenes Lager verſchieben läßt. Steht die Warze K in A, ſo hat der Arm DL die Lage DB, und es iſt

$$\psi_1 = \frac{CA}{DA} = \frac{r}{r - e},$$

wenn wieder r die Armlänge $CA = CK$ des erſten Krummzapfens und e den Abſtand CD beider Krummzapfenwellen von einander bezeichnen. Kommt aber K nach E und DL nach DE, ſo iſt dieſes Verhältniß

$$\psi_2 = \frac{CE}{DL} = \frac{r}{r + e},$$

und man hat folglich auch hier $\frac{\psi_1}{\psi_2} = \frac{r + e}{r - e}$.

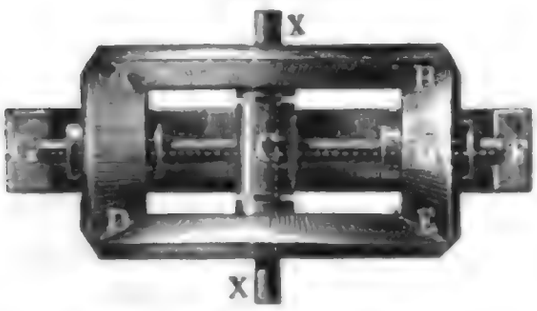
Digitized by Google

Beide Krummzapfen vollenden übrigens gleichzeitig eine Umdrehung, es ist daher das mittlere Umsetzungsverhältniß derselben $\psi = 1$.

§. 155. Kommt es darauf an, einer Welle eine kleine Umdrehungsgeschwindigkeit zu ertheilen, so kann man sich hierzu eines Epicykel-Vorgeleges bedienen, welches im Wesentlichen aus drei Rädern besteht, von denen sich das eine zwischen den beiden anderen wälzt. Das einfachste Epicykel-Vorgelege ist in Fig. 317 abgebildet. Die beiden conischen Räder AB und DE drehen sich mit verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten v und v_1 um eine gemeinschaftliche Axe XX, und geben dem zwischen ihnen liegenden conischen Rade BE nicht allein eine Umdrehung um seine eigene Axe CF, sondern auch eine Bewegung um die gemeinschaftliche Axe XX. Setzen wir die Umdrehungsgeschwindigkeit des Getriebes BE um $CF = c$ und die Umdrehungsgeschwindigkeit seines Mittelpunktes M um $XX = w$, so haben wir in dem Falle, wenn beide Räder in einer Richtung umlaufen, für den Berührungspunkt B:

Epicykel-vorgelege.

Fig. 317.



$$v = w + c,$$

und für den Berührungspunkt E, wo die Geschwindigkeiten v und c einander entgegengesetzt sind: $v_1 = w - c$.

Aus beiden Formeln ergiebt sich durch Addition die Umdrehungsgeschwindigkeit um XX: $w = \frac{v + v_1}{2}$,

und die um CF: $c = \frac{v - v_1}{2}$.

Laufen die Räder AB und DE in entgegengesetzten Richtungen um, ist also v_1 negativ, so hat man hingegen $w = \frac{v - v_1}{2}$

$$\text{und} \quad c = \frac{v + v_1}{2}.$$

Ist der dem mittleren Halbmesser der Räder AB und DE gleiche Abstand CM des Radmittels M von der Umdrehungsaxe XX, $= r$, so hat man die Umdrehungszahl des Rades AB: $u = \frac{30\,v}{\pi r}$,

ferner die des Rades DE: $u_1 = \frac{30\,v_1}{\pi r_1}$,

und endlich die des Radarmes CM um eben die Axe XX:

$$u_2 = \frac{30\,w}{\pi r} = \frac{30\,(v \pm v_1)}{2\,\pi r}, \quad \text{d. i.} \quad u_2 = \frac{u \pm u_1}{2}.$$

Digitized by Google

Epicykel-vorgelege.

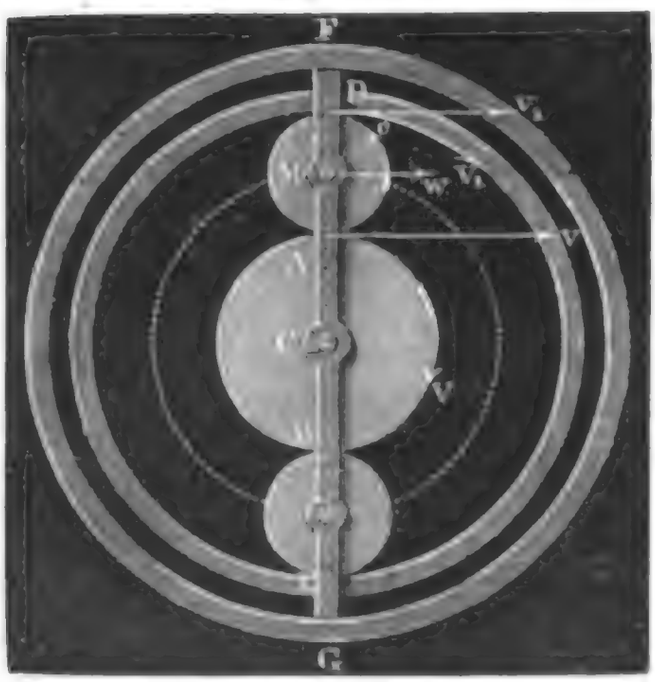
Wenn die Räder AB und DE in entgegengesetzten Richtungen umlaufen, so kann man folglich dem Arme CF jede beliebig kleine Umdrehungszahl $u_2 = \frac{u - u_1}{2}$ ertheilen.

Versieht man die Nabe C mit mehreren Armen oder Speichen wie CF, CG und umfaßt man dieselben mit einem Reifen FG, so erhält man ein Rad, welches von diesen Armen ebenfalls um XX herumgeführt wird, und also auch dieselben Umdrehungen $u_2 = \frac{u - u_1}{2}$ macht wie CF, CF u. s. w.

Auf diese Weise erhält man das sogenannte Differenzialgetriebe.

Statt der conischen Räder bringt man auch Stirnräder in Anwendung, wovon aber das eine eine innere Verzahnung erhalten muß. Ein solches Epicykel-Vorgelege zeigt Figur 318. Geht das innere Rad AB mit der Geschwindigkeit v, und das äußere Rad DE mit der Geschwindigkeit v_1 um, ist ferner c die Umdrehungsgeschwindigkeit des mittleren Rades, und w die Geschwindigkeit der Radaxe M um das gemeinschaftliche Centrum C, und sind endlich die Radhalbmesser $CA = r$ und $CD = r_1$, so haben wir folgende Beziehungen.

Fig. 318.



Der Axenabstand oder die Armlänge CM ist $b = \frac{r + r_1}{2}$,

und der Halbmesser MA des mittleren Rades $a = \frac{r - r_1}{2}$;

folglich ist die Geschwindigkeit des innern Berührungspunktes A um C:

$$\frac{CA}{CM} \cdot w = \frac{r}{b} w = \frac{2rw}{r + r_1},$$

und die des äußeren Punktes D:

$$\frac{CD}{CM} \cdot w = \frac{r_1}{b} w = \frac{2r_1 w}{r + r_1}.$$

Hiernach ist nun $v = \frac{rw}{b} + c = \frac{2rw}{r + r_1} + c$

und $v_1 = \frac{r_1 w}{b} - c = \frac{2r_1 w}{r + r_1} - c$,

Digitized by Google

und man findet durch Addition und Subtraction der letzten Gleichungen, wie oben, $w = \frac{v+v_1}{2}$ und $c = \frac{v-v_1}{2} + \frac{r_1-r}{r_1+r} \cdot \frac{v+v_1}{2}$. Epicykel-vorgelege.

Laufen die Räder in umgekehrten Richtungen um, ist z. B. v_1 negativ, so haben wir dagegen $w = \frac{v-r_1}{2}$ und $c = \frac{v+v_1}{2} + \frac{r_1-r}{r_1+r} \cdot \frac{v-r_1}{2}$.

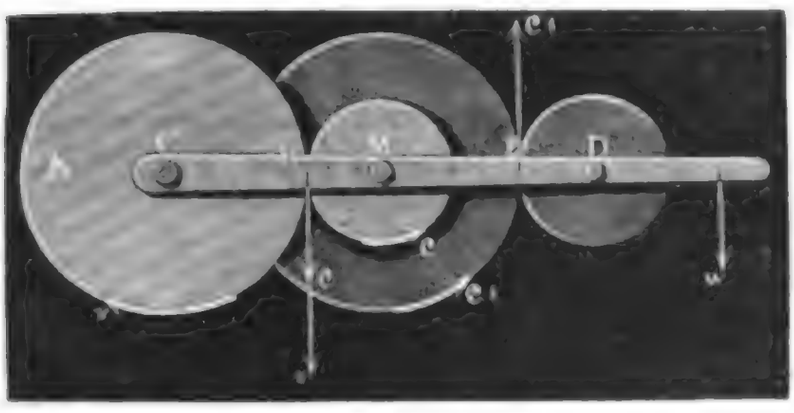
Sind auch hier u, u_1 und u_2 die Umdrehungszahlen der Räder AB, DE und des Armes CM, so haben wir wieder $u_2 = \frac{u \pm u_1}{2}$.

Man kann hier ebenfalls den Arm CM mit einem um C drehbaren Rade FG verbinden und dadurch die Umdrehungsbewegung von CM auch diesem Rade mittheilen.

Beispiel. Wenn bei dem letzteren Vorgelege das innere Rad AB pro Minute $u = 60$ und das äußere 48 Umdrehungen in umgekehrter Richtung macht, so wird der Arm des mittleren Rades, und also auch jedes damit verbundene äußere Rad in derselben Zeit, $u_2 = \frac{u - u_1}{2} = \frac{60 - 48}{2} = 6$ Umdrehungen machen. Ein solches Vorgelege würde sich dazu eignen, die große Umdrehungszahl der Turbinen, für hohe Gefälle den gewöhnlichen Bedürfnissen entsprechend, auf eine viel kleinere Zahl herabzuziehen.

§. 156. Ein zusammengesetzteres Epicykel-Vorgelege ist in Figur 319 abgebildet. Es ist hier AB ein um eine Axe C mit der Umfangsgeschwindigkeit v umlaufendes Zahnrad und CD ein mit der Winkelgeschwindigkeit ω umlaufender Arm, in welchem die Axe M eines Doppel- und die Axe D eines einfachen Rades festsitzen. Von dem um M drehbaren Doppelrade greift das eine in das Zahnrad AB und das andere in das äußerste um D drehbare Zahnrad DE ein. Wenn daher das Rad AB und der Arm CD in Umdrehung gesetzt werden, so bekommt das Doppelrad nicht allein eine Umdrehung um seine Axe M, sondern auch eine solche um die Axe C, und theilt auch diese Bewegungen dem Rade DE mit. Bezeichnen wir den Radhalbmesser CB durch a, so haben wir die Umdrehungsgeschwindigkeiten des Berührungspunktes B um C, $= \omega a$, und bezeichnen wir die Umdrehungsgeschwindigkeit desselben Punktes um M durch c, so haben wir

Fig. 319.



$$v = \omega a + c.$$

Digitized by Google

Epicykel-vorgelege.

Sind endlich r und r_1 die Halbmeſſer MB und ME des Doppelrades BE, ſo haben wir noch die Umdrehungsgeſchwindigkeit des Berührungspunktes E um M und um D:

$$c_1 = \frac{r_1}{r} c = \frac{r_1}{r} (v - \omega a).$$

Der Umdrehungsgeſchwindigkeit v des inneren Rades entſpricht die Umdrehungszahl $u = \frac{30 v}{\pi r}$, der Umdrehungsgeſchwindigkeit c_1 des äußeren, wenn a_1 deſſen Halbmeſſer iſt, die Umdrehungszahl

$$u_1 = \frac{30 c_1}{\pi a_1} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{r_1}{r} \cdot \frac{v - \omega a}{a_1},$$

und endlich der Winkelgeſchwindigkeit ω des Armes die Umdrehungszahl

$$u_2 = \frac{30 \omega}{\pi}.$$

Es iſt hiernach die relative Umdrehungszahl des äußeren Rades DE auch

$$u_1 = \frac{r_1}{a_1} u - \frac{r_1}{a_1} \cdot \frac{a}{r} u_2,$$

und folglich die abſolute Umdrehungszahl, d. i. die in Hinſicht auf den umgebenden Raum, da DE mit dem Arme CD gleichzeitig um C rotirt,

$$u_3 = u_1 + u_2 = \frac{r_1}{a_1} u - \left(\frac{r_1}{a_1} \cdot \frac{a}{r} - 1 \right) u_2.$$

Iſt das innere Rad feſt, alſo $u = 0$, ſo hat man

$$u_3 = - \left(\frac{r_1}{a_1} \cdot \frac{a}{r} - 1 \right) u_2,$$

und hiernach wird alſo das äußere Rad DE bei Umdrehung des Armes CD ſich abſolut gar nicht drehen, wenn

$$\frac{r_1}{a_1} \cdot \frac{a}{r} = 1, \quad \text{d. i.} \quad \frac{r_1}{r} = \frac{a_1}{a} \text{ iſt},$$

ſich ferner mit CD in gleicher Richtung drehen, wenn u_3 poſitiv, alſo

$$\frac{r_1}{a_1} \cdot \frac{a}{r} < 1, \quad \text{d. i.} \quad \frac{r_1}{r} < \frac{a_1}{a} \text{ iſt},$$

und endlich mit dem Arme CD entgegengeſetzt umlaufen, wenn u_3 negativ,

$$\text{d. i.} \quad \frac{r_1}{r} > \frac{a_1}{a} \text{ iſt}.$$

Anmerkung. Auf dieſe Theorie der Epicykelvorgelege beruht weſentlich die Einrichtung der ſogenannten Planetarien, und auf die letzte Betrachtung die des mechaniſchen Paradoxon von Ferguſon. S. Willis' Principles of Mechanism. Art 406.

Laufgetriebe.

§. 157. Zu den Epicykelvorgelegen gehört auch das ſogenannte Laufgetriebe oder das Sonnen- und Planetenrad von Watt (franz. la mouche; engl. sun and planets wheel), deſſen vorzüglichſte Einrichtung

Digitized by Google

folgende ist. Es besteht hier das Räderwerk nur aus zwei Zahnrädern AB und DE, Fig. 320, und es erhält der das äußere Rad tragende Arm CD seine Umdrehung durch eine Stange FD, welche fest mit DE verbunden ist, also mit diesem Rade gleichsam ein Ganzes ausmacht. Die Stange FD hängt entweder an einem Krummzapfen MF, dessen Welle M mit der Wellenaxe C parallel läuft, und dessen Arm MF mit dem Arme CD gleiche Länge hat, oder sie ist an das Ende eines Balanciers angeschlossen mit dem sie sich auf und nieder bewegt. Leicht sieht man ein, daß das äußere Rad oder eigentliche Laufgetriebe im ersten Falle gar keine absolute Umdrehungsbewegung hat während es um C läuft, oder daß vielmehr die Umdrehungsgeschwindigkeit dieses Rades um seine Axe C gleich und entgegengesetzt ist der Umdrehungsbewegung desselben um die Axe D, und eben so leicht ist zu ermessen, daß im zweiten Falle, wenn, wie gewöhnlich, die Stange viel länger ist als der Arm CD, das Bewegungsverhältniß des Getriebes nur wenig anders ausfällt, als im ersten Falle, weil sich hier die Stange während einer Umdrehung zwar nicht immer parallel bleibt, jedoch nur wenig bald nach rechts bald nach links neigt. Sehen wir daher von dieser Abweichung ganz ab, denken wir uns also, daß die Stange FD mit dem Rade DE sich während der Umdrehung um C nicht wendet, und daher das letztere mit Null absoluter Geschwindigkeit um C laufe.

Laufgetriebe.

Fig. 320.

Setzen wir wieder den Halbmesser des inneren Rades AB, $CA = CB = a$ und die Umfangsgeschwindigkeit dieses Rades $= v$, und ebenso den Halbmesser DE des äußeren Rades $= a_1$ und die Umfangsgeschwindigkeit desselben $= c$, und endlich die Winkelgeschwindigkeit des Armes $CD = \omega$, so haben wir auch wieder $v = c + a\omega$, oder, wenn u, u_1 und u_2 die v, c und $a\omega$ entsprechenden Umdrehungszahlen bezeichnen,

$$u\,a = u_1\,a_1 + u_2\,a, \text{ und daher umgekehrt, } u_1 = \frac{a}{a_1}(u - u_2).$$

Da die Umdrehung des Getriebes in umgekehrter Richtung zu der des Armes erfolgt, so hat man die absolute Umdrehung desselben

$$u_3 = u_1 - u_2 = \frac{a}{a_1}(u - u_2) - u_2 = \frac{a}{a_1}u - \frac{a + a}{a_1}u_2;$$

Digitized by Google

Laufgetriebe. ſetzen wir daher dieſe Null, ſo erhalten wir die Gleichung

$$a\,u = (a + a_1)\,u_2, \quad \text{oder} \quad \frac{u}{u_2} = \frac{a + a_1}{a} = 1 + \frac{a_1}{a}.$$

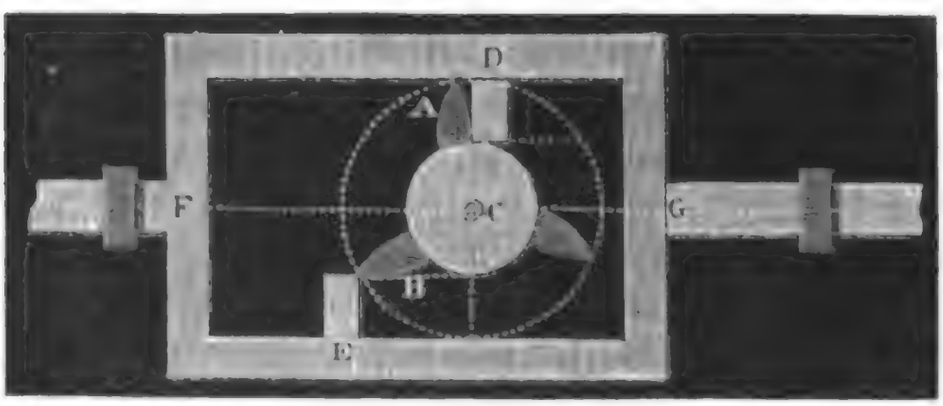
Man kann alſo durch eine entſprechende Auswahl der Radhalbmeſſer a und a_1 jedes beliebige Verhältniß $\frac{u}{u_2}$ zwiſchen den Umdrehungszahlen u und u_2 der Wellen C und M herſtellen. Macht man z. B. beide Räder gleich, alſo $a = a_1$, ſo erhält man $\frac{u}{u_2} = 2/1$, d. i. dann läuft die Welle C doppelt ſo ſchnell um als die Welle M; macht man dagegen $a_1 = 1/2\,a$, ſo iſt das Umdrehungsverhältniß $\frac{u}{u_2}$ nur $= 3/2$.

Geradlinig wiederkehrende Bewegung. §. 158. Wir haben ſchon im dritten Kapitel von den Excentriks- Krummzapfen als der einfachſten Mittel zur Umſetzung der ſtetigen Kreisbewegung in eine abſetzende, geradlinige oder kreisförmige Bewegung geſprochen; es bleibt uns daher nur noch übrig, von einigen beſonderen Vorrichtungen zur Erzielung deſſelben Zweckes zu handeln.

Wie ſich eine gezahnte Stange durch ein gezahntes Rad in einer geradlinigen Richtung fortbewegen läßt, iſt uns aus §. 82 bekannt; jetzt wollen wir aber auch von den Hülfsmitteln ſprechen, wie eine ſolche Stange hin- und zurückbewegt werden kann. Mehrere ſolcher Hülfsmittel ſind in den Figuren 321, 322, 323 und 324 abgebildet.

Bei der Vorrichtung in Figur 321 befindet ſich das ſtetig umlaufende

Fig. 321.



Treibrad ACB innerhalb des hin- und herzuſchiebenden Rahmens $DFEG$ und ſchiebt denſelben mittelſt der Daumen A, B u. ſ. w. hin und zurück. Zu dieſem Zwecke iſt dieſer Rahmen ebenfalls mit Daumen oder Zähnen D und E verſehen, welche abwechſelnd von den Daumen A, B u. ſ. w. des Rades ergriffen werden.

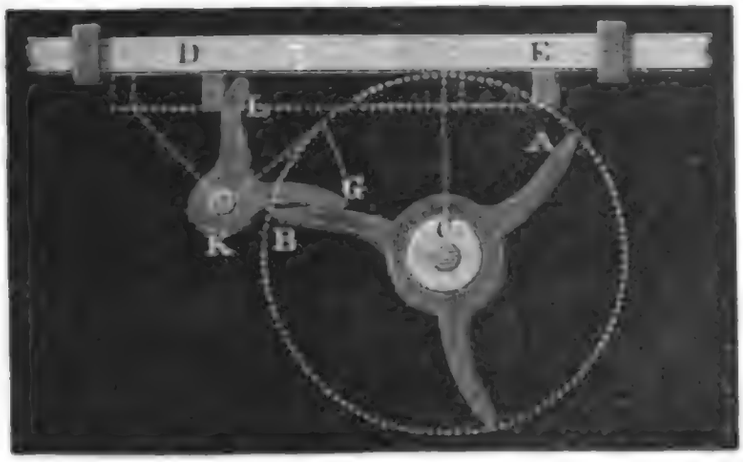
Bringt man einen Winkel- oder Kniehebel GKL zwiſchen das Treibrad ABC, und die gezahnte Stange DE, Fig. 322, ſo kann durch denſelben die rückgängige Bewegung der Stange hervorgebracht werden. Zuerſt er-

Digitized by Google

greift der Daumen *A* des Rades den Daumen *E* der Stange unmittelbar und schiebt diese nach der einen Richtung, und dann ergreift der Daumen *B* des Rades den Stangendaumen *D* mittels des Hebels *GKL* und schiebt dabei die Stange wieder zurück.

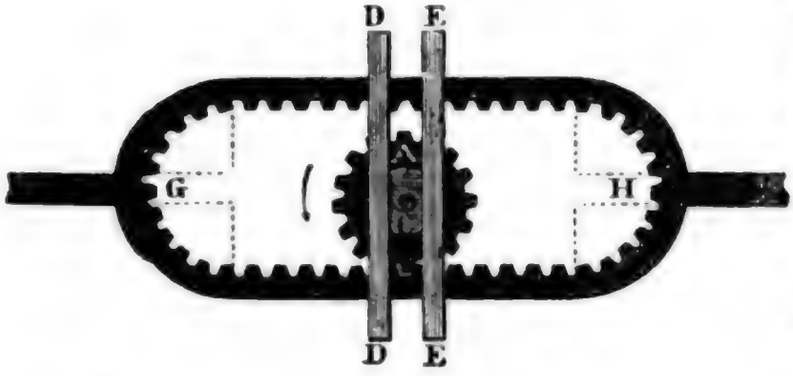
Geradlinig wiederkehrende Bewegung.

Fig. 322.



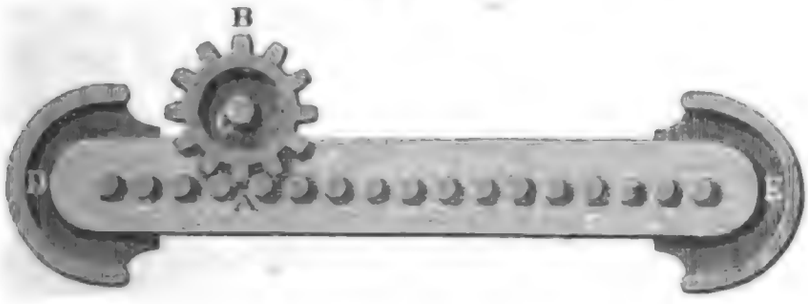
Wenn das Lager *C* des Treibrades *ACB*, Figur 323, in einer geraden Spur *DDEE* liegt, so wird dasselbe während des Eingriffs in die halbkreisförmigen Enden *G* und *H* des verzahnten Rahmens *GBH* durch den excentrisch wirkenden Druck zwischen den Zähnen so geschoben, daß das Zahnrad von der einen Seite des Rahmens auf die andere gelangt, und daher den Rahmen genau so zurückführt, als es ihn vorher hinbewegt hat.

Fig. 323.



In Fig. 324 ist eine hin und her zu bewegende Stange *DE* mit cylin-

Fig. 324.



drischen Triebstöcken, und an den Enden mit halbkreisförmigen Spuren ausgerüstet, in welchen die Axe *C* des Treibrades *AB* am Ende eines jeden Ausschubes fortrückt, wodurch dieses Rad auf die andere Seite der Triebstöcke gelangt und die Umkehrung der Bewegung hervorgebracht wird.

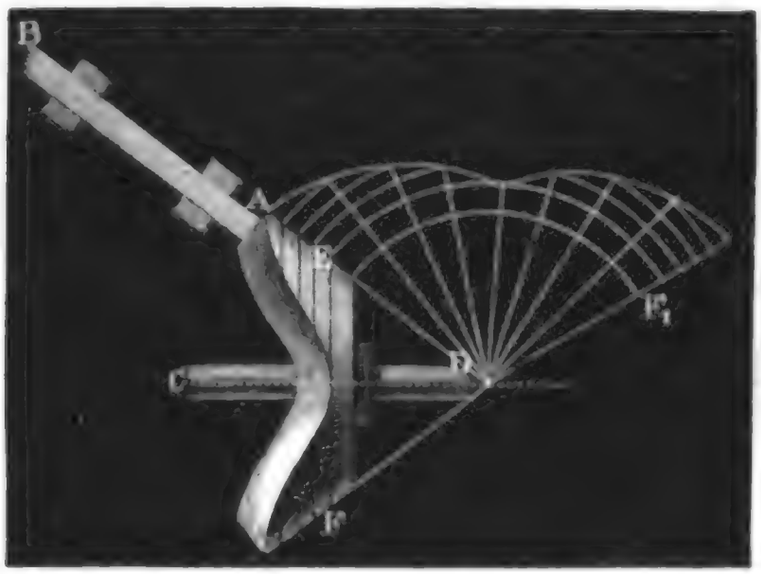
Es möge endlich noch der conischen Excentriks gedacht werden. Wir kennen aus dem dritten Kapitel nur diejenigen Excentriks, welche eine Stange in ihrer Umdrehungsebene ausschieben, und welche ihrer Form wegen cylindrische oder prismatische Excentriks genannt werden können. Soll

Digitized by Google

Geradlinig wiederkehrende Bewegung.

hingegen eine Stange AB, Fig 325, in einer Richtung hin- und zurückbewegt werden, welche die Umdrehungsaxe CD des Excentriks unter einem schiefen Winkel BDC schneidet, so hat man ein conisches Excentrik EF in Anwendung zu bringen. Um die Form der Erhöhungen und Vertiefungen dieser Excentriks zu finden, wickelt man den Mantel EF derselben ab, und zeichnet den verlangten Bewegungsverhältnissen entsprechend, die Formen dieser Erhöhungen und Vertiefungen auf diesen abgewickelten Mantel EF_1 auf; wickelt man dann diesen Mantel wieder über das Excentrik, so giebt er den verlangten Umriß der Erhöhungen und Vertiefungen desselben an

Fig. 325.

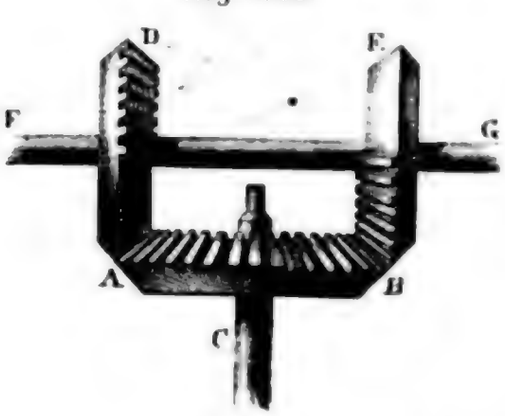


Kreisförmig wiederkehrende Bewegung.

§. 159. Die Vorrichtungen zur Ableitung einer wiederkehrenden Kreisbewegung aus einer stetigen Kreisbewegung können im Wesentlichen nach denselben Regeln construirt werden, als diejenigen Mechanismen, wodurch die stetige Kreisbewegung in eine absetzende geradlinige Bewegung verwandelt wird. Es gehören hierher folgende Mechanismen.

In Figur 326 ist AB ein sich um die Axe C drehendes conisches Rad, und es sind AD und BE zwei andere conische Räder auf derselben Welle FG, welche in das erstere Rad eingreifen. Wären die Räder AD und BE vollständig gezahnt, so würde sich das Rad AB gar nicht umdrehen können, da es die Welle FG nach entgegengesetzten Richtungen umzudrehen sucht; sind aber diese Räder nur zur Hälfte gezahnt und gegen einander so gestellt, daß immer nur eine Verzahnung in AB eingreift, so muß natürlich das stetig umlaufende Rad AB abwechselnd das eine Rad BE in der einen und das andere Rad AD in der anderen Richtung umdrehen, und folglich die Welle FG in eine schwingende Bewegung versetzen. Denselben Zweck erreicht man natürlich auch, wenn man

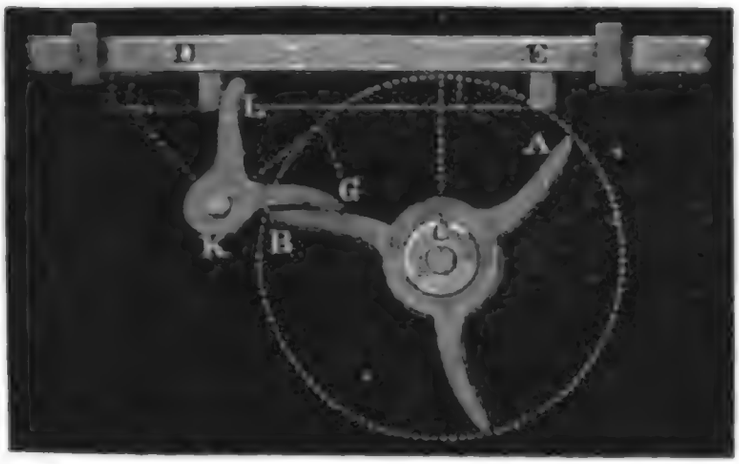
Fig. 326.



Digitized by Google

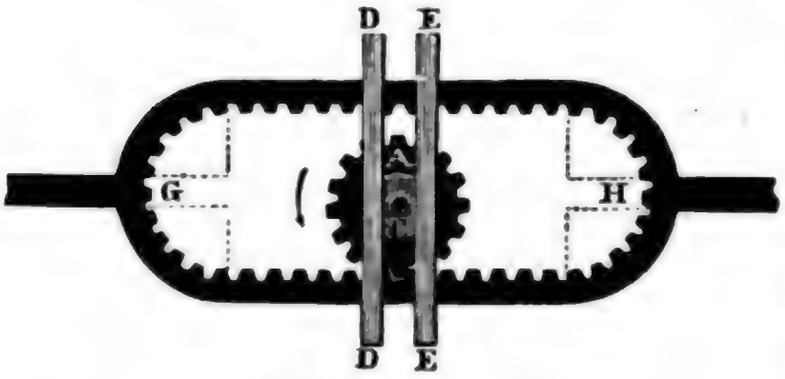
greift der Daumen *A* des Rades den Daumen *E* der Stange unmittelbar und schiebt diese nach der einen Richtung, und dann ergreift der Daumen *B* des Rades den Stangendaumen *D* mittels des Hebels *GKL* und schiebt dabei die Stange wieder zurück. Geradlinig wiederkehrende Bewegung.

Fig. 322.



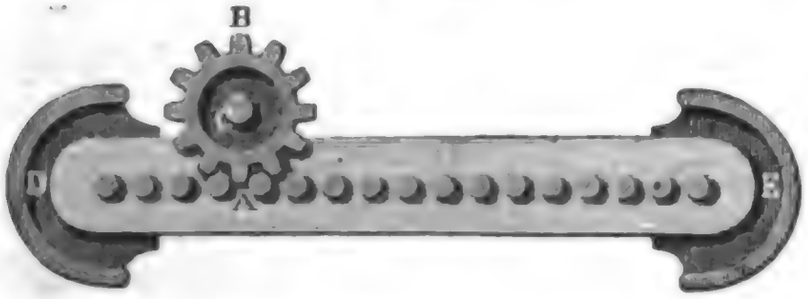
Wenn das Lager *C* des Treibrades *ACB*, Figur 323, in einer geraden Spur *DDEE* liegt, so wird dasselbe während des Eingriffs in die halbkreisförmigen Enden *G* und *H* des verzahnten Rahmens *GBH* durch den excentrisch wirkenden Druck zwischen den Zähnen so geschoben, daß das Zahnrad von der einen Seite des Rahmens auf die andere gelangt, und daher den Rahmen genau so zurückführt, als es ihn vorher hinbewegt hat.

Fig. 323.



In Fig. 324 ist eine hin und her zu bewegende Stange *DE* mit cylin-

Fig. 324.



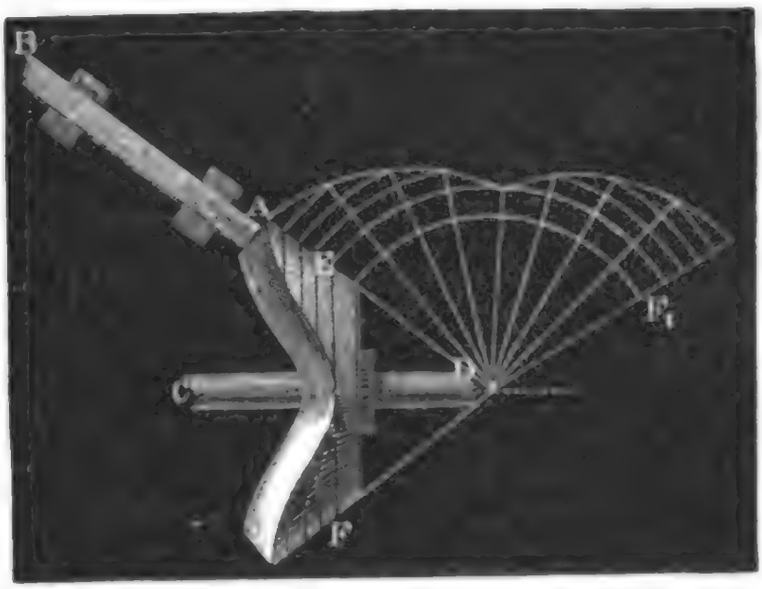
drischen Triebstöcken, und an den Enden mit halbkreisförmigen Spuren ausgerüstet, in welchen die Axe *C* des Treibrades *AB* am Ende eines jeden Ausschubes fortrückt, wodurch dieses Rad auf die andere Seite der Triebstöcke gelangt und die Umkehrung der Bewegung hervorgebracht wird.

Es möge endlich noch der conischen Excentriks gedacht werden. Wir kennen aus dem dritten Kapitel nur diejenigen Excentriks, welche eine Stange in ihrer Umdrehungsebene ausschieben, und welche ihrer Form wegen cylindrische oder prismatische Excentriks genannt werden können. Soll

Geradlinig wiederkehrende Bewegung.

hingegen eine Stange AB, Fig. 325, in einer Richtung hin- und zurückbewegt werden, welche die Umdrehungsaxe CD des Excentriks unter einem schiefen Winkel BDC schneidet, so hat man ein conisches Excentrik EF in Anwendung zu bringen. Um die Form der Erhöhungen und Vertiefungen dieser Excentriks zu finden, wickelt man den Mantel EF derselben ab, und zeichnet den verlangten Bewegungsverhältnissen entsprechend, die Formen dieser Erhöhungen und Vertiefungen auf diesen abgewickelten Mantel EF_1 auf; wickelt man dann diesen Mantel wieder über das Excentrik, so giebt er den verlangten Umriß der Erhöhungen und Vertiefungen desselben an.

Fig. 325.

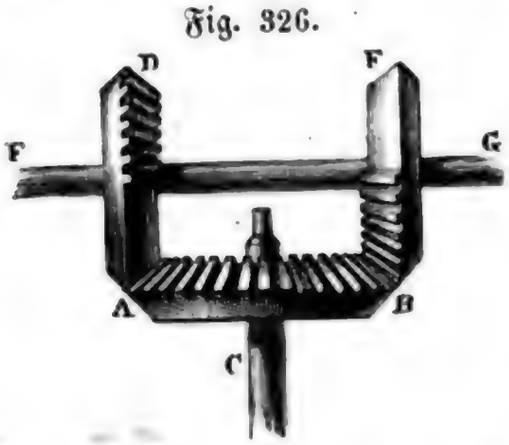


Kreisförmig wiederkehrende Bewegung.

§. 159. Die Vorrichtungen zur Ableitung einer wiederkehrenden Kreisbewegung aus einer stetigen Kreisbewegung können im Wesentlichen nach denselben Regeln construirt werden, als diejenigen Mechanismen, wodurch die stetige Kreisbewegung in eine absetzende geradlinige Bewegung verwandelt wird. Es gehören hierher folgende Mechanismen.

In Fig. 326 ist FG eine stetig umlaufende Welle mit zwei conischen Rädern AD und BE, wovon die entgegengesetzten Hälften verzahnt sind. Zwischen diesen Rädern befindet sich ein drittes conisches Rad AB, welches vollständig verzahnt ist und daher abwechselnd von einem oder dem anderen der beiden Räder AD und BE ergriffen wird. Mit diesem Wechsel des Eingriffes ist aber auch ein Wechsel in der Richtung der Umdrehung von AB verbunden; je nachdem AD oder BE in AB eingreift, wird das letztere in der Richtung von links nach rechts, oder von rechts nach links umgedreht, und es nimmt hierbei auch die Welle C, welche das Rad AB trägt, eine hin- und hergehende oder oscillirende Bewegung an. Denselben Zweck erreicht man natürlich auch, wenn man

Fig. 326.

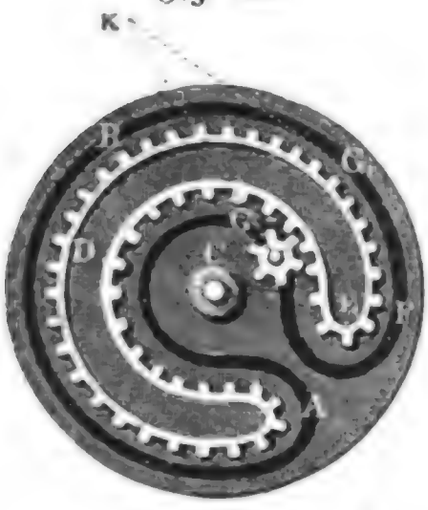


Digitized by Google

A B nur zur Hälfte und in Absätzen verzahnt, und dagegen die Räder *A D* und *B E* rundherum mit Zähnen versieht. Kreisförmig wiederkehrende Bewegung.

Es gehört auch hierher das sogenannte Mangelrad (engl. mangle-wheel), welches Fig. 327 vor Augen führt. Dieses Rad besteht aus einer um eine feste Axe *C* umlaufenden Metallscheibe *A B*, auf welcher ein an seinem ganzen Umfange gezahnter Ring *A D E* festsitzt, der von den Zähnen eines Getriebes *G* ergriffen wird. Je nach dem dieses stets nach einerlei Richtung umlaufende Getriebe mit der inneren oder mit der äußeren Verzahnung des Ringes in Eingriff ist, setzt es diesen Ring entweder nach der einen oder nach der anderen Richtung in Umdrehung. Damit das Getriebe bei dem Uebergange von der einen Seite des Ringes auf die andere an den halbkreisförmigen Enden immer im Eingriff bleibe, bringt man in der Scheibe eine dem verzahnten Kranze parallel laufende Spur *A B F* an, in welche das Ende der Axe des Getriebes *G* zu liegen kommt. Uebrigens ist natürlich auch bei diesem Mechanismus dafür zu sorgen, daß sich das Lager des Zapfens von *G* beim Uebergang von der einen Seite des gezahnten Kranzes auf die andere um einen gewissen Weg $G G_1$ verschieben könne, weshalb man es vielleicht an eine feste Axe *K* aufhängt.

Fig. 327.



Da der innere Theil des Zahnkranzes *A D E* einen anderen Theilkreishalbmesser hat als der äußere, so ändert sich natürlich auch die Umdrehungsgeschwindigkeit der Scheibe, wenn das Getriebe von der einen Seite dieses Kranzes auf die andere gelangt. Diese Ungleichheit fällt dann noch am kleinsten aus, wenn man, wie bei dem Mechanismus in Figur 324, statt der doppelten Zahnreihe eine einfache Reihe von Triebstöcken anwendet.

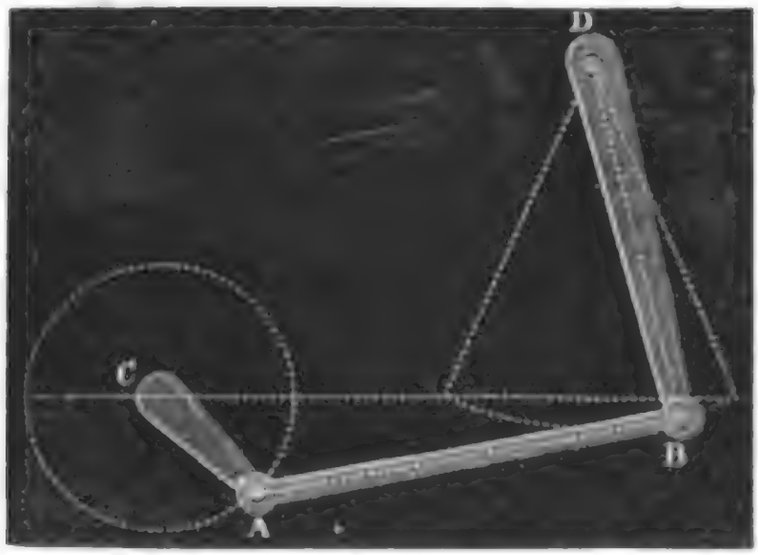
Fig. 328.

Viel einfacherer und sicherer, jedoch bei mehr Raumerforderniß, leitet man eine oscillirende Bewegung aus der stetigen Kreisbewegung

Kreisförmig wiederkehrende Bewegung.

durch Hülfe des Kurbelmechanismus ab. Dieſer beſteht aus einer gewöhnlichen Kurbel CA, Figur 329, und einem längeren Arme DB, welcher mit der Kurbel durch eine Stange AB verbunden iſt. Es iſt leicht zu ermeſſen, und auch ſchon aus §. 90 bekannt, daß hier der Arm DB bei jeder Umdrehung der Kurbel ein Mal hin- und zurückſchwingt.

Fig. 329.



Sperrräder.

§. 160. Wenn es darauf ankommt, eine ſchwingende Bewegung in eine langſam fortlaufende Kreisbewegung umzuändern, wendet man zuweilen ſogenannte Sperrräder (franz. roues à rochet; engl. ratchet-wheels) an, deren Zähne nur nach einer Seite hin abgeſchrägt ſind. Zu jedem Sperrrade gehören dann zwei Sperrklinken (franz. cliquets; engl. clicks), welche wie die Klauen zwiſchen die Zähne des Rades greifen, und nicht allein die allmälige Umdrehung dieſes Rades nach der einen Richtung hervorbringen, ſondern auch die Umdrehung deſſelben nach der entgegengeſetzten Richtung verhindern. Mehrere ſolcher Sperrräder ſind in den Figuren 330, 331 und 332 abgebildet.

Bei dem Mechanismus in Fig. 330 iſt ACB das Sperrrad, und EDF ein um D drehbarer Hebel, an welchem die zwiſchen die Zähne des Rades eingreifenden Sperrklinken FG und HA herabhängen. Wird nun der Hebel bei dem Ende E niedergedrückt, ſo ſchiebt die Klinke HA das Rad in der Richtung des Pfeiles um einen Zahn weiter fort und es gleitet die

Fig. 330.

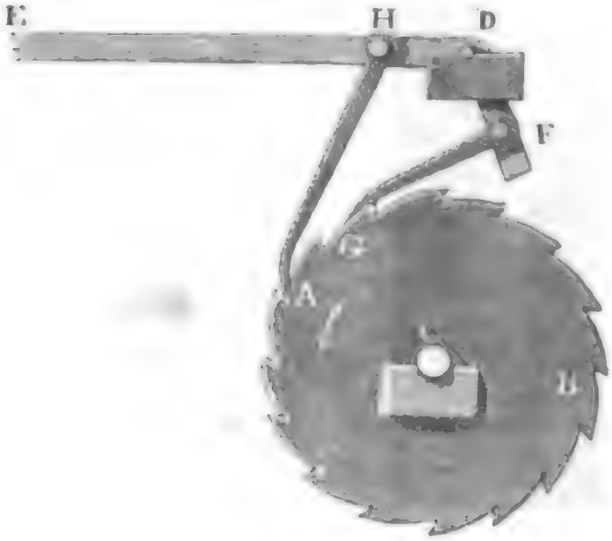
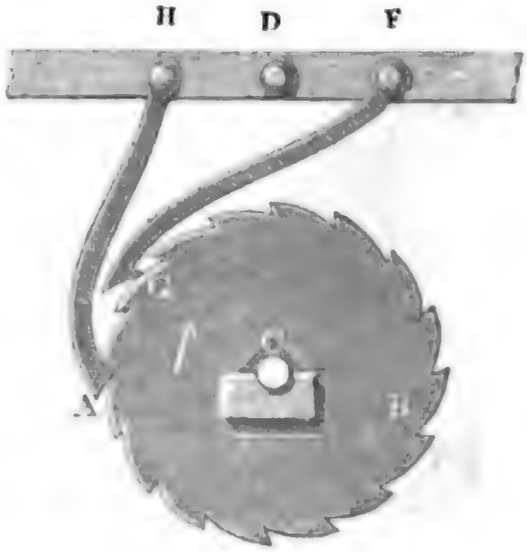


Fig. 331.

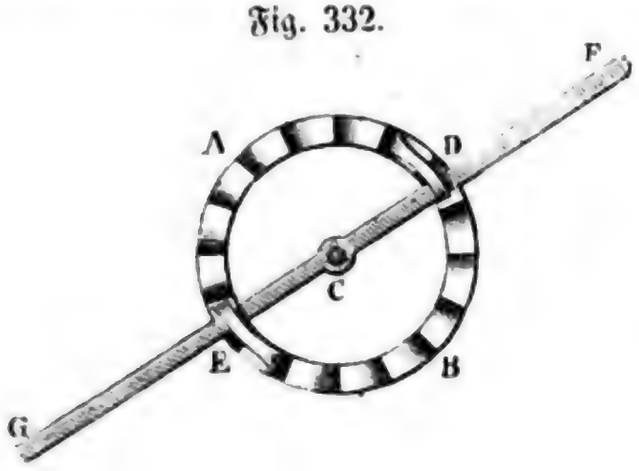


Digitized by Google

Klinke FG um ebenso viel auf den Radzähnen zurück. Wird umgekehrt der Hebel bei E gehoben, so schiebt die Klinke FG das Rad um einen Zahn weiter und es gleitet die Klinke HA auf den Radzähnen fort. Sperrräder.

Bei der Vorrichtung in Fig. 331 sind die Sperrklinken mit Haken versehen oder in Sperrhaken FG und HA umgeändert, und es wird durch dieselben das Rad nicht schiebend, sondern ziehend in Umdrehung gesetzt, es ist daher auch hier die Umdrehungsrichtung die umgekehrte. In beiden Fällen liegen die Sperrklinken auf einer Seite des Rades; will man sie auf den entgegengesetzten Seiten wirken lassen, so muß man die eine schiebend und die andere ziehend, also mittels eines Hakens wirken lassen.

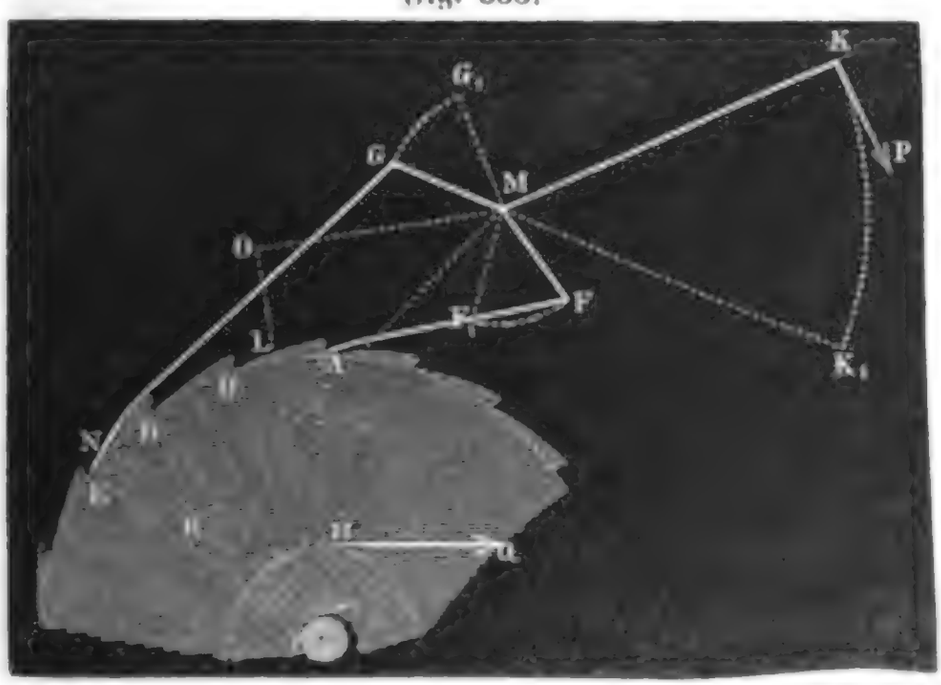
Fig. 332.



In Figur 332 ist noch ein horizontales Kronensperrrad ACB abgebildet. Der Hebel FG, an welchem die Sperrklinken D und E hängen, hat hier mit dem Rade eine und dieselbe Axenlage C. Je nachdem man diesen Hebel hin- oder zurückschwingt, schiebt die Klinke D oder die Klinke E das Rad um einen Zahn weiter.

Die Anordnung und Construction eines gewöhnlichen durch einen Hebel mit zwei Sperrklinken zu bewegenden Sperrrades ACE, Fig. 333, läßt sich wie folgt vollziehen. Es sei $ACB = DCE = \alpha$ der Theilwinkel, und also auch der Winkel, um welchen das Sperrrad bei jedem Schwunge des Hebels MK durch eine der Sperrklinken AF oder EG fortgedreht werden

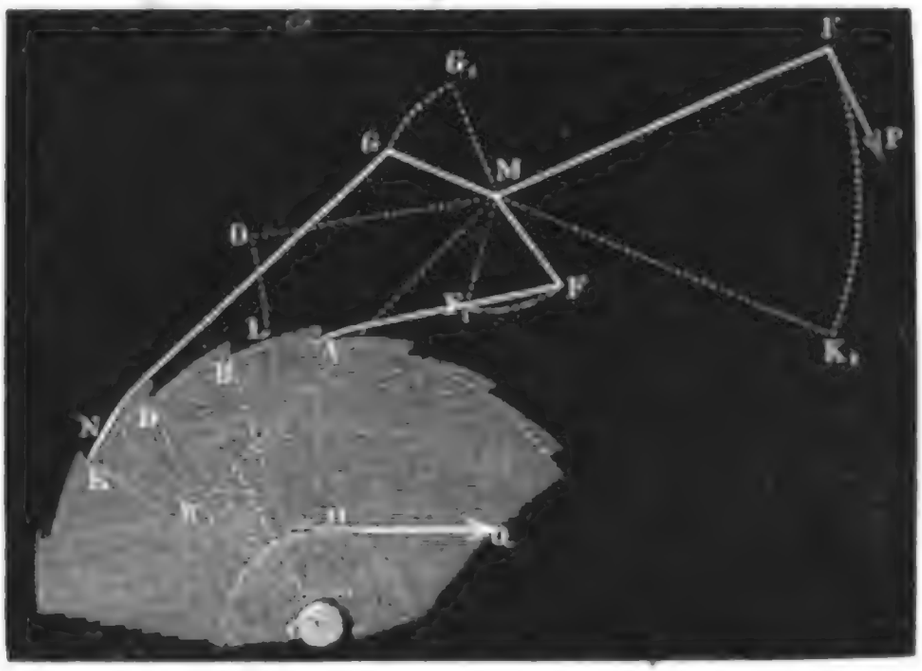
Fig. 333.



Digitized by Google

Sperrrader. soll. Ist n die Anzahl der Zähne des Sperrrades, so hat man $\alpha = \frac{360^0}{n}$. Man halbire diese Winkel durch die Linien CL und CN, trage auf diese Linien den Hebelarm, welchen die Sperrklinken erhalten sollen, als LO und

Fig. 334.



NR auf und errichte in O und R Perpendikel auf CO und CR; der Durchschnittspunkt M dieser Perpendikel ist die gesuchte Drehungsaxe des Hebels; und die Linien MO und MR sind die entsprechenden Klinkenlängen AF und EG. Wenn das Hebelende K um den Bogen KK_1 niedergedrückt wird, so durchlaufen die Aufhängepunkte der Sperrklinken die Bögen FF_1 und GG_1 und die Endpunkte derselben die Bögen AB und ED, wobei also auch das Rad um AB fortrückt. Bringt man umgekehrt den Hebel aus der Lage MK_1 in die Lage MK, so durchlaufen die Aufhängepunkte der Klinken die Bögen F_1F und G_1G und die Endpunkte derselben die Wege BA und DE, wobei das Rad um DE fortrückt.

Bezeichnen wir den Schwingungswinkel $KMK_1 = FMF_1 = GMG_1$ des Hebels durch β und den Radhalbmesser $CA = CD$ durch r, so haben wir für den Hebelarm $LO = NR = r_1$ der Klinken annähernd

$$r_1 = \frac{DE}{\text{Bog. } \beta} = \frac{\alpha r}{\beta}.$$

Die Klinkenlängen $MO = FA = l$ und $MR = GE = l_1$ sind durch folgende Formeln zu bestimmen:

$$l = \frac{(r + r_1)\ cos.\ \delta - (r - r_1)}{sin.\ \delta} \quad \text{und}$$

$$l_1 = \frac{r + r_1 - (r - r_1)\ cos.\ \delta}{sin.\ \delta},$$

in welchen δ den Winkel $ACD = BCE$ bezeichnet, um welchen die An-

Digitized by Google

griffspunkte A und D der Klinken von einander abstehen. Wirkt die Kraft P am Hebelarme $MK = a$ und die Last Q am Hebelarme $CH = b$, so ist das Verhältniß $\frac{P}{Q} = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{b}{a} = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{b}{a}$ Q, also die Kraft Sperrräder.

$$P = \frac{r_1}{r} \cdot \frac{b}{a} Q = \frac{\alpha}{\beta} \cdot \frac{b}{a} Q.$$

Wenn also das Verhältniß der Armlänge r_1 zum Radhalbmesser oder das des Theilwinkels α zum Schwingungswinkel β sehr klein gemacht wird, so wird die Kraft nur ein kleiner Theil der Last sein.

Beispiel. Es sei der Radius des Rades, $r = 9$ Zoll, die Anzahl der Zähne desselben, $n = 60$, also der Theilwinkel $\alpha = \frac{360^\circ}{60} = 6^\circ$, ferner sei der Schwingungswinkel $\beta = 30$ Grad, der Winkel zwischen den Angriffspunkten beider Klinken $\delta = 12^\circ$, der Hebelarm der Last Q, $b = 6$ Zoll, und der der Kraft, $a = 60$ Zoll. Dann ist der erforderliche Hebelarm der Klinken

$$r_1 = \frac{\alpha r}{\beta} = {}^6/_{30} \cdot 9 = 1{,}8 \text{ Zoll},$$

die Länge der einen Klinke

$$l = \frac{10{,}8 \cos. 12^\circ - 8{,}2}{\sin. 12^\circ} = \frac{2{,}364}{0{,}2079} = 11{,}37 \text{ Zoll},$$

und die Länge der anderen

$$l_1 = \frac{10{,}8 - 8{,}2 \cos. 12^\circ}{\sin. 12^\circ} = \frac{2{,}779}{0{,}2079} = 13{,}37 \text{ Zoll},$$

endlich das Kraftverhältniß $P = {}^6/_{30} \cdot {}^6/_{60} \cdot Q = {}^1/_{50} Q$, also die Kraft 2 Procent der Last.

Schlußanmerkung. Die in dieses Kapitel einschlagende Literatur ist in Band III., §. 1 angegeben.

Siebentes Kapitel.

Von den mechanischen Vorrichtungen zum Reguliren, Moderiren, Egalisiren, In- und Außergangsetzen der Maschinen.

§. 161. An jeder Maschine müssen gewisse Vorrichtungen angebracht sein, welche die Maschine in den Stand setzen, daß sie die ihr zukommende mechanische Arbeit ungehindert in gehöriger Ordnung und mit einer gewissen Geschwindigkeit und Regelmäßigkeit verrichte. Diese Vorrichtungen sind die sogenannten Regulatoren oder regulirenden Maschinentheile (franz. régulateurs; engl. regulators). Viele von diesen Apparaten kennen Regulatoren

Digitized by Google

Regulatoren. wir ſchon aus dem Früheren, namentlich in den ſogenannten Steuerungsſyſtemen bei den Waſſerſäulenmaſchinen und Dampfmaſchinen (ſ. II., §. 221, §. 328 u. ſ. w.), und in den Schützenſyſtemen bei den vertikalen und horizontalen Waſſerrädern (ſ. II., §. 116, §. 134, §. 178 u. ſ. w.); manche andere Vorrichtungen dieſer Art ſollen aber noch im Folgenden abgehandelt werden. Auch die ſogenannten Moderatoren (franz. modérateurs; engl. moderators) ſind den regulariſirenden Maſchinentheilen beizuzählen. Sie dienen dazu, die aus einer überwiegenden Kraft hervorgehende Beſchleunigung einer Maſchine aufzuheben, und einen möglichſt gleichförmigen Gang derſelben zu erzielen. Es gehören hierher die Hemmung bei den Uhren, der Windfang oder das Flügelrad bei dem Schlagwerk der Uhren, bei den ſogenannten Bratenwendern u. ſ. w., und vorzüglich noch die ſogenannten Bremſe. An dieſe Vorrichtungen ſchließen ſich diejenigen Maſchinentheile an, welche den Zweck haben, den an und für ſich ungleichförmigen Gang einer Maſchine in einen möglichſt gleichförmigen Beharrungszuſtand zu bringen. Man kann dieſelben die Egaliſatoren nennen. Die vorzüglichſten Egaliſatoren ſind die Gegengewichtsbalanciers und die Schwungräder. Die Reihe der regulirenden Maſchinentheile wird endlich durch die ſogenannten Gouvernatoren (engl. governors) geſchloſſen, welche den Zweck haben, die Betriebskraft der Laſt entſprechend und ſo zu reguliren, daß eine Veränderung der letzteren keine anſehnliche Veränderung in der Geſchwindigkeit des Ganges der Maſchine hervorbringt. Es gehört vorzüglich hierher das ſogenannte coniſche Pendel oder der Schwungkugelregulator.

Zum Schluß haben wir noch diejenigen Vorrichtungen abzuhandeln, welche zum In- und Außergangſetzen einer Maſchine dienen, wohin vorzüglich die ſogenannten Ein- und Ausrückvorrichtungen gehören.

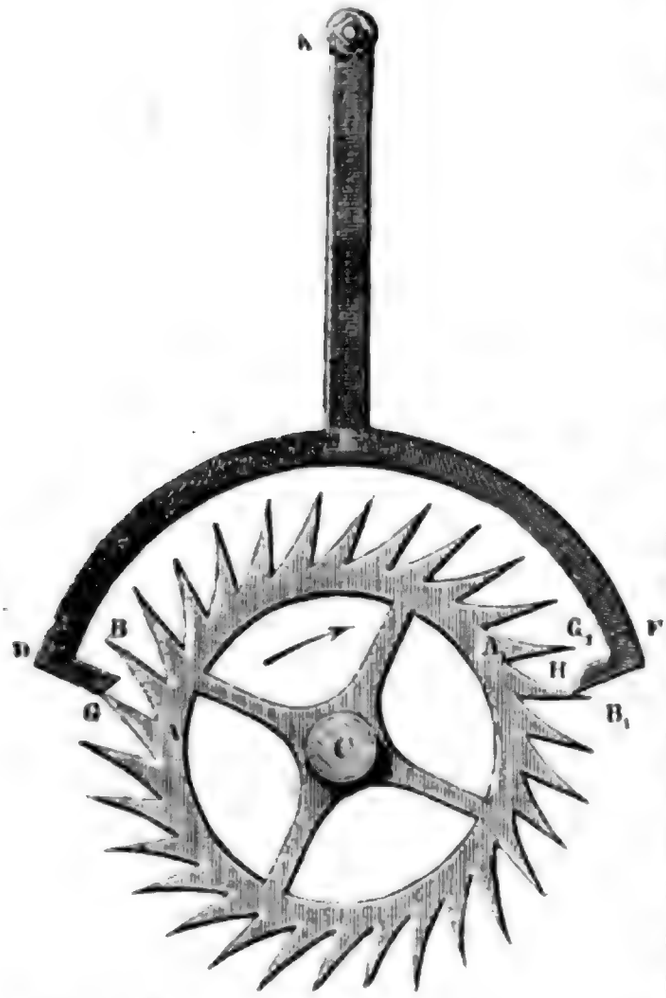
Anfer-hemmung. §. 162. Durch ein niederſinkendes Gewicht allein, läßt ſich eine Maſchine oder ein Uhrwerk nicht in einen gleichförmigen Bewegungszuſtand verſetzen, denn der Ueberſchuß der Kraft dieſes Gewichtes über die Laſt oder den Widerſtand erzeugt eine beſchleunigte Bewegung, vermöge welcher das Gewicht allmälig ſchneller und ſchneller ſinkt und in kurzer Zeit den ihm dargebotenen Fallraum durchläuft. Um dieſes zu verhindern, um alſo ein langſames und möglichſt gleichförmiges Niederſinken des Gewichtes und daher auch einen gleichförmigen Gang der durch das niederſinkende Gewicht bewegten Maſchine zu erhalten, iſt es nöthig, das Niederſinken dieſes Gewichtes in kurzen Abſätzen zu unterbrechen, ſo daß es ſich nach jedem Abſatze von neuem in Bewegung ſetzen muß. Dieſe Unterbrechung der Bewegung eines ſinkenden Gewichtes in kurzen Abſätzen wird durch die ſogenannte Hemmung (franz. échappement; engl. escapement) in Verbindung mit einem Pendel hervorgebracht.

Digitized by Google

Unter den verſchiedenen Hemmungsmethoden iſt es die ſogenannte Anker-hemmung (franz. échappement à ancre; engl. anchor-escapement), welche am gewöhnlichſten angewendet wird. Anker-hemmung.

Die Einrichtung und Wirkungsweiſe dieſer Hemmung iſt folgende. ABC iſt ein Rad mit ſchiefen Zähnen, ähnlich einem Sperrrade (ſ. III., §. 160), unter dem Namen Steigrad bekannt. Dieſes Rad kann zwar durch ein niederziehendes Gewicht unmittelbar in Bewegung geſetzt werden, gewöhnlich iſt aber ein Räderwerk zwiſchen dem Steigrade und der von dem mittels einer Schnur durch ein niederſinkendes Gewicht in Umdrehung geſetzten Trommel angebracht, wodurch das Verhältniß der Geſchwindigkeit des ſinkenden Gewichtes zu der des Steigrades bedeutend herabgezogen wird, ſo daß das letztere viele Umdrehungen macht, ehe das erſtere um ein Anſehnliches ſinkt. Ueber dem Steigrade hängt der um die Axe K drehbare und durch ein gewöhnliches Pendel (ſ. I., §. 260) in ſchwingende Bewegung verſetzte Anker oder ſogenannte engliſche Haken DEF, welcher mit ſeinen hakenförmigen Enden DG und FH zwiſchen die Zähne des Steigrades eingreift. Die Grenzflächen DG und FH dieſer hakenförmigen Enden ſind concentriſch zur Drehungsaxe K gekrümmt, und es kommt, je nachdem der Haken nach links oder nach rechts ausſchwingt, entweder die Fläche HF des Hakens mit der Zahnfläche A_1G_1 oder die Fläche DG mit der Zahnfläche AG in Berührung, wobei jedes Mal das Steigrad, nachdem es durch das niederſinkende Gewicht in der Richtung des Pfeiles um die halbe Zahntheilung umgedreht worden iſt, auf einen Augenblick aufgehalten wird. Bei dieſem Mechanismus rückt alſo das Steigrad während einer Pendelſchwingung um einen halben Zahn weiter und wird am Ende deſſelben auf einen Augenblick in Ruhe verſetzt. Durch den Widerſtand der Luft und durch die Reibungen an der Aufhängung des Pendels und zwiſchen den Zähnen des Steigrades und den Ankerhaken wird natürlich die lebendige Kraft des Pendels bei jeder Schwingung geſchwächt, und alſo auch die Schwingungs-

Fig 335.

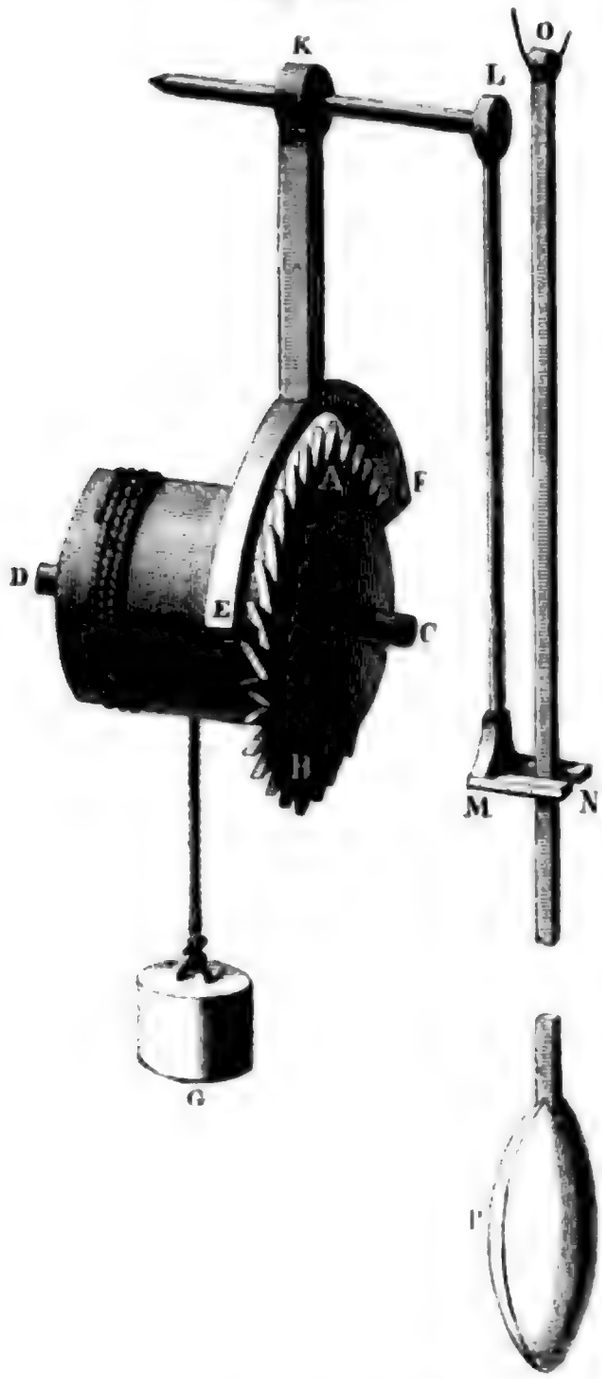


Digitized by Google

Anker-hemmung.

elongation vermindert; wenn folglich daſſelbe nicht von Zeit zu Zeit einen neuen Impuls erhielte, ſo würde es ſehr bald die Ankerhaken gar nicht mehr aus den Zähnen des Steigrades herausheben und daher die Umdrehung des letzteren ſo wie das Spiel des ganzen Mechanismus in kurzer Zeit beendigt ſein. Dieſes wird aber dadurch verhindert, daß bei jedem Ausſchwunge eine Zahnſpitze G oder G_1 an einer der ſchiefen Endflächen der Ankerhaken hingleitet und dabei dem Anker einen kleinen Schub auswärts d. i. in der jedesmaligen Schwingungsrichtung, giebt.

Fig. 336.



Eine monodimetriſche Abbildung des ganzen Hemmungsapparates führt Figur 336 vor Augen. Es iſt AB das Steigrad, welches auf der Welle CD feſtſitzt, die mittels einer Schnur von dem niederziehenden Gewichte G das Umdrehungsbeſtreben erhält. Man ſieht ferner in EKF den Anker, der mittels eines gabelförmigen Hebels LMN von dem in O aufgehangenen Pendel OP um ſeine Axe KL in Schwingung verſetzt wird.

Cylinder-hemmung.

§. 163. Das Pendel einer Hemmung läßt ſich auch durch eine dünne Spiralfeder mit einem kleinen Schwungrade, die ſogenannte Unruhe (franz. spirale; engl. pendulous spring) erſetzen. In Fig. 337 iſt AB das um die Axe C drehbare Schwungrädchen und DEF die dazu gehörige Spiralfeder, welche mit dem Ende D auf dem Geſtelle des Apparates und mit dem Ende F auf der Welle des Rädchens feſtſitzt. Wird das letztere in der Richtung des Pfeiles um einen mäßigen Winkel gedreht und nach dieſem ſich ſelbſt überlaſſen, ſo geht die Spirale in Folge ihrer Elaſticität nicht allein in ihre erſte Form zurück, ſondern zieht ſich in Folge der Trägheit des Schwungrädchens auch noch mehr zuſammen, und gelangt ſo in einen ſchwingenden Zuſtand

Digitized by Google

ähnlich wie ein Pendel oder ein elaſtiſcher Stab (ſ. I., Anhang §. 20 *)). Was bei dem Pendel die Schwerkraft iſt, iſt hier die Elaſticität der Spiralfeder. Cylinderhemmung.

Fig. 337.

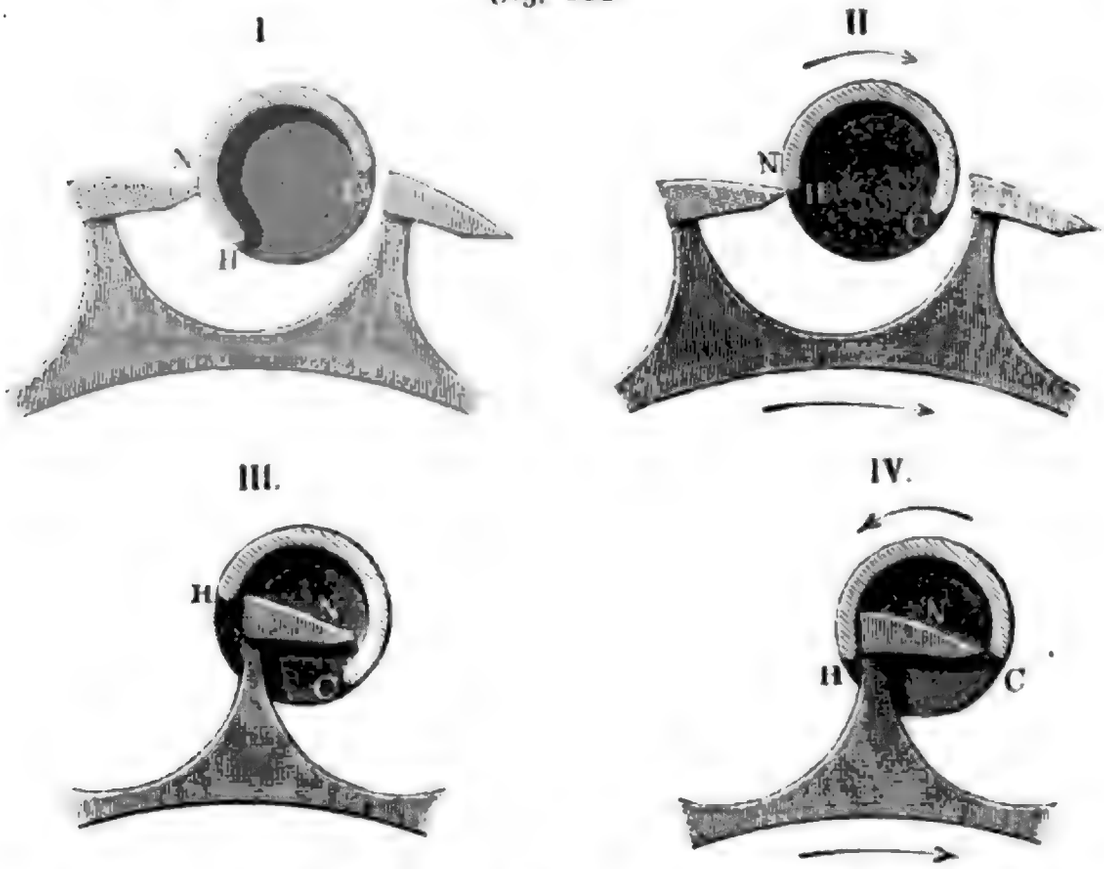
Es kommt nun darauf an, dieſe Unruhe mit der Hemmung ſo zu verbinden, daß das Ganze die Wirkung eines niederziehenden Gewichtes oder einer geſpannten Feder regulirt. Die vorzüglichſte Hemmung für dieſen Zweck iſt die ſogenannte Cylinderhemmung, welche im Weſentlichen folgende Einrichtung hat. Die Spindel CG der Unruh beſteht aus einem hohlen Cylinder von polirtem Stahl und hat bei CH einen größeren und einen kleineren Ausſchnitt. Das Steigrad KLM, welches durch die Kraft eines Gewichtes oder einer Feder um ſeine Axe MO ſtetig umgedreht wird, hat zwölf ganz eigenthümlich geformte hakenförmige Zähne, welche mit ihrer Spitze N abwechſelnd gegen die äußere und innere Fläche des ausgeſchnittenen Theiles der cylindriſchen Axe der Unruhe ſtoßen, wodurch natürlich jedes Mal die Umdrehung des Steigrades aufgehalten wird. Wie durch das Eingreifen der Zähne des Steigrades in die cylindriſche Axe der Unruhe und durch die verſchiedenen Stellungen der letzteren das regelmäßige Spiel des ganzen Hemmungsapparates bewirkt wird, iſt am beſten aus Figur 338, I., II., III. und IV. (auf folgd. Seite) zu erſehen. In I., wo die Unruhe und folglich auch ihr cylindriſches Axenſtück die größte Elongation nach der einen

Digitized by Google

Cylinder-hemmung.

Seite hat, hält sie das Steigrad mittels des Zahnes *N* in seiner Bewegung vollständig auf; in II., wo die Unruhe schon einen Theil ihrer Schwingung gemacht hat, erhält sie von dem nun frei werdenden Zahne *N* einen kleinen Impuls zur Fortsetzung ihrer Schwingung; in III. hat die Unruhe ihre

Fig. 338.



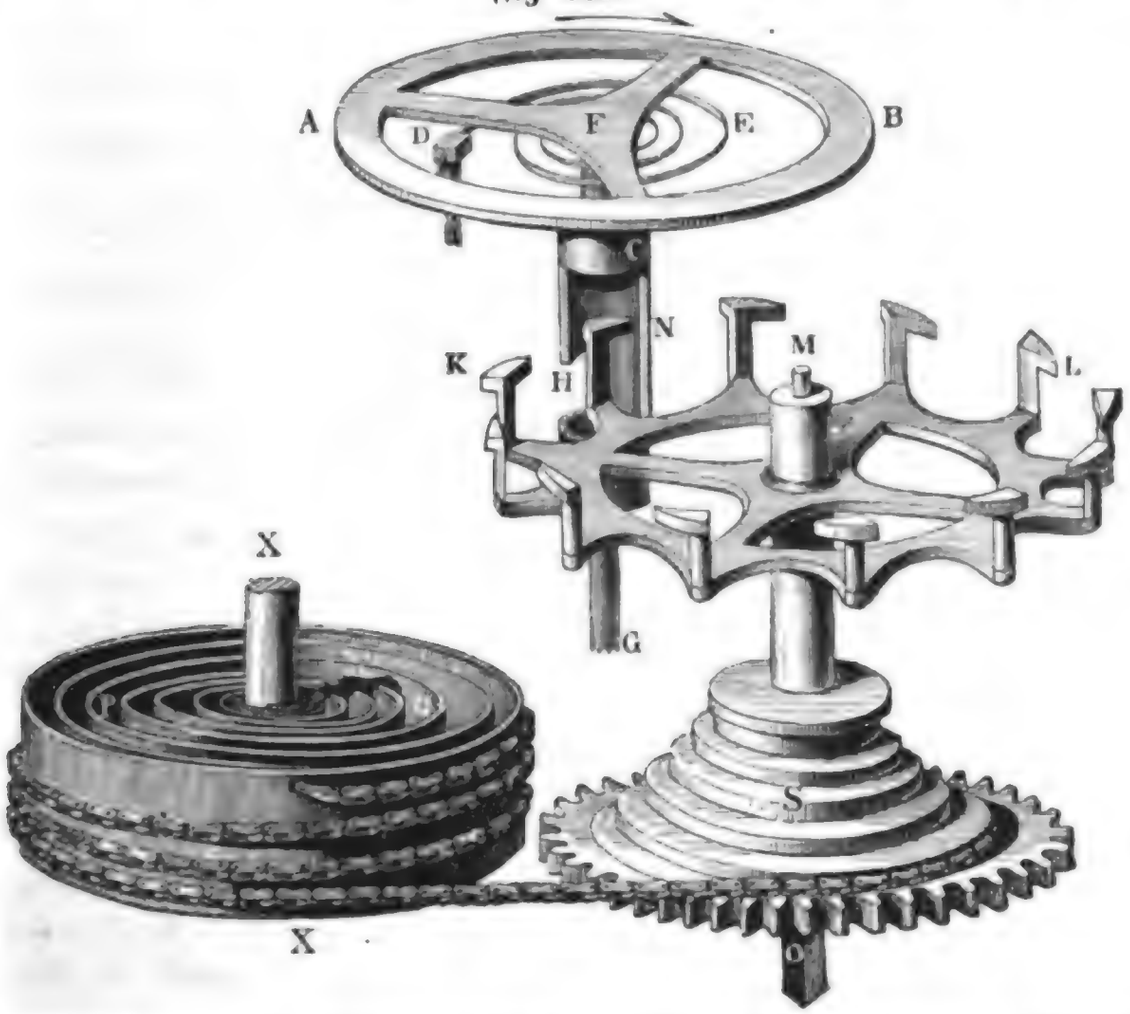
größte Elongation auf der anderen Seite ihrer Bewegung erreicht und bringt dabei das Steigrad abermals zum Stillstand, und in IV. ist die Unruhe wieder in Rückschwingung begriffen und nimmt hierbei noch einen kleinen Stoß von der durchgehenden Zahnspitze *N* des Steigrades auf.

In Figur 339 ist noch das Treibwerk abgebildet. Es ist hier *PQ* die sogenannte Trommel, welche die stählerne Triebfeder *P* einschließt, deren eines Ende an dem innern Umfange und deren anderes Ende an der Umdrehungsaxe *XX* der Trommel festsitzt. Ferner ist *S* die spiralförmige Schnecke, welche wir hier auf der Welle des Steigrades sitzend annehmen, jedoch bei den Uhrwerken in der Regel durch ein Räderwerk mit der Axe des Steigrades in Verbindung gesetzt ist. Die Trommel und die Schnecke sind endlich noch durch eine Kette mit einander verbunden, welche sich von der Schnecke auf die Trommel wickelt, während die letztere durch die gespannte Feder in Umdrehung gesetzt wird. Die Schnecke mit ihren Spiralwindungen ist deshalb nöthig, weil die Spannkraft der Feder allmälig abnimmt, je mehr sich dieselbe von der Trommel ab- und daher auf die Schnecke aufwickelt. Nimmt dann hierbei der Radius der Spirale auf der letzteren in demselben Maße zu als die Spann- oder Umdrehungskraft der Triebfeder sich vermindert, so bleibt das Umdrehungsmoment ein constantes.

Digitized by Google

Die Umdrehungsgeſchwindigkeit des Steigrades hängt übrigens nicht, oder nur ſehr wenig von der Umtriebskraft deſſelben ab, ſondern iſt beſtimmt durch die Länge des Pendels oder der Feder in der Unruhe; je länger dieſe weſent- Cylinder-hemmung.

Fig. 339.



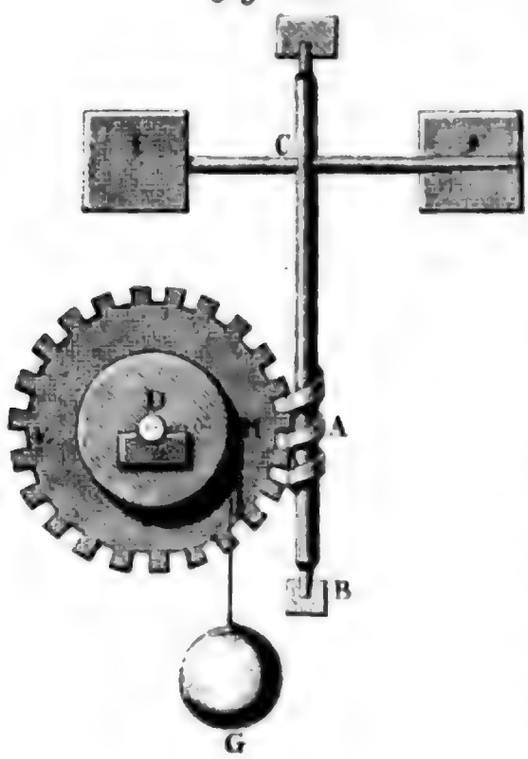
lichen Theile eines Uhrwerkes gemacht werden, deſto langſamer ſchwingen dieſelben (vergl. I., §. 261 und Anhang §. 21 *)) und deſto langſamer geht alſo auch das Steigrad mit dem ganzen Uhrwerke. Die Umtriebskraft hat nur Einwirkung auf die Schwingungsamplitude, und inſofern allerdings einen ſecundären Einfluß auf die Schwingungsdauer (ſ. I., §. 262 *)); um denſelben aber ſo viel wie möglich herabzuziehen, giebt man der Umtriebskraft den kleinſten Werth, macht ſie alſo nur ſo groß als eben nöthig iſt, um eine Bewegung des Uhrwerks zu erhalten.

Anmerkung. Es giebt ſehr verſchiedene Hemmungsarten, namentlich unterſcheidet man die zurückſpringende, ruhende und freie Hemmung von einander. Wir haben hier nur von den ruhenden Hemmungen geſprochen, weil dieſelben jetzt am gewöhnlichſten angewendet werden. Dieſelben rühren vorzüglich von Clement und Graham her. Bei der zurückſpringenden Hemmung verurſachen die beiden Lappen oder Keile des Ankers nicht bloß einen momentanen Stillſtand, ſondern auch ein kleines Zurückgehen des Steigrades. Die ſogenannte freie Hemmung macht die Schwingungen des Pendels oder der Unruhe von der Umtriebskraft ganz unabhängig und wird deshalb vorzüglich bei den beſten aſtronomiſchen Uhren angewendet.

Digitized by Google

Windfang. §. 164. Der Windfang oder das Flügelrad (franz. volant à ailettes; engl. fly) ist ein vorzügliches Mittel zur Erzeugung einer gleichförmigen Bewegung, er hat aber den großen Mangel, daß er einen großen Theil der Arbeitskraft der Maschine zu seiner Bewegung in Anspruch nimmt. Man wendet ihn deshalb nicht gern zu einer ununterbrochenen Arbeitsverrichtung, sondern nur dann an, wenn es darauf ankommt, auf kurze Zeit eine möglichst gleichförmige Bewegung herzustellen. Deshalb hat man ihn auch nur bei dem Schlagwerke der Uhren, wo er die Umdrehungsbewegung des sogenannten Laufwerkes derselben nur während des Schlagens des Schlägels auf die Glocke zu reguliren hat. Als Regulirungsmittel chronometrischer Apparate (s. I., Anhang §. 21 *) Anmerkung 3) leistet er indessen ebenfalls sehr nützliche Dienste. Im Wesentlichen besteht der Windfang in einer Welle *BC*, Fig. 340, mit zwei ebenen Flügeln *F*, *F* in der Ebene der Umdrehungsaxe, also rechtwinkelig auf der Umdrehungsebene der Welle. Auf dieser Welle sitzt noch ein kleines Getriebe oder ein stark ansteigendes Schraubengewinde *A*, in welches ein größeres Zahnrad *ADE* eingreift, das durch eine Feder oder ein Gewicht entweder unmittelbar, wie in der Figur, oder mittelbar, nämlich durch zwischengestelltes Räderwerk, in Umdrehung gesetzt wird. Der Widerstand, welchen die Luft den Flügeln bei ihrer Umdrehung um *BC* entgegensetzt, wächst mit dem Quadrate der Umdrehungsgeschwindigkeit und gelangt daher auch bei einer gewissen Umdrehungsgeschwindigkeit des Windfanges mit dem Gewichte oder der Umtriebskraft ins Gleichgewicht, so daß von diesem Augenblicke an die anfangs beschleunigte Bewegung in eine gleichförmige übergeht. Es findet also bei diesem Regulirungsapparate ein ganz anderes Verhältniß statt als bei der Hemmung mit Steigrad, da hier die Geschwindigkeit von der Triebkraft abhängt, wogegen sie bei der Hemmung am Steigrade nur von der Pendel- oder Federlänge bestimmt wird. Deshalb ist auch die Bewegung dieses Apparates auf die Dauer nicht gleichförmig, nimmt z. B. eine andere Geschwindigkeit an, wenn sich der Reibungszustand oder der Zustand der den Apparat umgebenden atmosphärischen Luft ändert.

Fig. 340.



Ist *F* der Inhalt der Flügelflächen zusammengenommen, ξ der Widerstandscoefficient der Luft, ferner γ die Dichtigkeit der Luft, *g* die Beschleu-

Digitized by Google

nigung der Schwere und l die Entfernung der Flügelmitte von der Umdre- Windfang.
hungsaxe, ſo haben wir das Moment des Widerſtandes, welchen die Luft dem Windfang entgegenſetzt:

$$Ql = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma \cdot l = \xi \frac{v^2}{2g} Fl\gamma \text{ (ſ. I., §. 432).}$$

Iſt P die dem Gewichte G entſprechende Umdrehungskraft des Zahnrades nach Abzug der Reibung und anderer Nebenhinderniſſe, und r der Hebelarm dieſer Kraft, alſo Pr das Moment derſelben, ſo haben wir die Gleichung

$$Ql = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} Fl\gamma = Pr,$$

und daher die Geſchwindigkeit der Flügelmitte, $v = \sqrt{\frac{2gPr}{\xi \cdot Fl\gamma}}$.

Nimmt nun P um eine kleine Größe $\triangle P$ zu oder ab, ſo erhält dieſe Geſchwindigkeit eine Zu- oder Abnahme, welche durch die Formel

$$v \pm \triangle v = \sqrt{\frac{2g(P \pm \triangle P)r}{\xi \cdot Fl\gamma}},$$

oder einfacher, durch die Proportion $\frac{\triangle v}{v} = \frac{1}{2} \frac{\triangle P}{P}$ beſtimmt iſt.

Wenn alſo während der Bewegung des Windfanges die Kraft innerhalb der engen Grenzen $P\left(1 - \frac{\triangle P}{P}\right)$ und $P\left(1 + \frac{\triangle P}{P}\right)$ ſchwankt, ſo verändert ſich die Geſchwindigkeit nur innerhalb der Grenzen

$$v\left(1 - \frac{\triangle v}{v}\right) = v\left(1 - \frac{1}{2} \frac{\triangle P}{P}\right)$$

$$\text{und} \quad v\left(1 + \frac{\triangle v}{v}\right) = v\left(1 + \frac{1}{2} \frac{\triangle P}{P}\right).$$

Was den Coefficient ξ anlangt, ſo iſt derſelbe nicht ganz conſtant, ſondern für eine kleine rectanguläre Fläche $\xi = 1{,}254\left(1 + \frac{1{,}295\sqrt{F}}{l}\right)$ zu ſetzen.

Beiſpiel. Durch welches Gewicht wird der in Figur 340 abgebildete Apparat mit 30 Fuß Geſchwindigkeit umgetrieben, wenn daſſelbe an einem Hebelarme $DH = a = 4$ Zoll wirkt, während der mittlere Flügelhalbmeſſer CF, $l = 8$ Zoll, die Seitenlänge der beiden quadratiſchen Flügel 4 Zoll beträgt und das Zahnrad AE, $n = 30$ Zähne, die Schraube A aber $m = 2$ Gewinde hat? Nehmen wir an, daß der Apparat durch die Reibung 35 Procent der Kraft verliere, ſo können wir das Kraftmoment dieſes Gewichtes in Hinſicht auf die Flügelwelle ſetzen (ſ. III, §. 148):

$$Pr = (1 - 0{,}35) \cdot \frac{mGa}{n} = 0{,}65 \cdot \frac{2 \cdot 4G}{30} = 0{,}1733\,G,$$

ferner haben wir die Flügelfläche $F = 2 \cdot 4^2 = 32$ Quadratzoll, und das Gewicht eines Cubikzolls Luft, $\gamma = \frac{66}{800 \cdot 1728} = \frac{0{,}0825}{1728}$ Pfund; führen

Digitized by Google

Windfang. wir nun noch $l = 8$, $2g = 2 \cdot 12 \cdot 31{,}25 = 24 \cdot 31{,}25$ Zoll,

$$v^2 = (12 \cdot 30)^2 = 144 \cdot 900 \text{ und}$$

$$\zeta = 1{,}254\,(1 + 1{,}295 \cdot {}^4/_8) = 2{,}066 \text{ ein}$$

so erhalten wir die Gleichung

$$0{,}1733\,G = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} F l \gamma = 2{,}066 \cdot \frac{144 \cdot 900 \cdot 32 \;\; 8 \cdot 0{,}0825}{24 \cdot 31{,}25 \cdot 1728} = \frac{2{,}066 \cdot 66}{31{,}25},$$

und daher das gesuchte Gewicht $G = \dfrac{2{,}066 \cdot 66}{0{,}1733 \cdot 31{,}25} = 25{,}18$ Pfund.

Die mittlere Umdrehungszahl des Flügelrades pro Minute ist

$$u = \frac{30 \cdot v}{\pi l} = 9{,}549 \cdot \frac{v}{l} = 9{,}549 \cdot \frac{12 \cdot 30}{8} = 429{,}7.$$

Sollten die Nebenhindernisse innerhalb 10 Procent des Gewichtes G schwanken, oder sollte P bald 0,40, bald 0,30 Procent des Gewichtes beanspruchen, wäre also auch das Umdrehungsmoment bald ${}^5/_{65} = {}^1/_{13}$ kleiner, bald ebensoviel größer als das mittlere Moment $Pr = 0{,}1733\,G$, so würde die Umdrehungszahl u nie mehr als um ${}^1/_{26}$ größer oder kleiner, also höchstens auf

$$429{,}7\,(1 + {}^1/_{26}) = 429{,}7 + 16{,}5 = 446{,}2 \text{ steigen,}$$

oder auf $429{,}7\,(1 - {}^1/_{26}) = 429{,}7 - 16{,}5 = 413{,}2$ sinken können.

Dieses Reguliren der Bewegung ist allerdings, da das Gewicht G mit der Geschwindigkeit $w = \dfrac{m}{n} \cdot \dfrac{a}{l} v = {}^2/_{20} \cdot {}^4/_8\, 30 = 1$ Fuß sinkt, mit einem Arbeitsaufwande von $L = Gw = 25{,}18 \cdot 1 = 25{,}18$ Fußpfund pro Secunde verbunden.

Bremse. §. 165. Die in der praktischen Mechanik am häufigsten angewendeten Moderatoren einer Kraft sind die Bremse (franz. freins; engl. breaks), worunter man alle diejenigen Mechanismen versteht, welche die Bewegung einer Maschine durch den Reibungswiderstand mäßigen oder nach Befinden ganz aufheben. Da durch die Reibung nur die Bewegung geschwächt, nie aber beschleunigt oder erzeugt wird, so ist mit der Anwendung eines Bremses stets eine Krafttödtung oder Arbeitsvernichtung verbunden und es gehört aus diesem Grunde ein Brems nicht zu den willkommenen Hilfsapparaten einer Maschine. Man soll sich daher auch der Bremse nur in allen den Fällen zur Regulirung der Bewegung einer Maschine bedienen, wenn andere Regulirungsmittel und zumal solche, welche durch bewegende Kräfte z. B. durch Gewichte, Federn oder träge Massen wirken, nicht ausreichen oder überhaupt keine Anwendung gestatten. Da die Reibung proportional mit dem Drucke eines ruhenden Körpers gegen die bewegten Körper wächst und abnimmt, so kommt es bei den Bremsen nur darauf an, einen festen Körper gegen den in seiner Bewegung zu regulirenden Maschinentheil mit einer gewissen Kraft zu drücken. In der Regel besteht der zu regulirende Maschinentheil in einer rotirenden Welle, Trommel oder einem Rade, und hat man es mit einem Wagen zu thun, so dient hierzu gleich ein Paar Räder, worauf dieser fortrollt. Im letzteren Falle kann natürlich die fortschreitende Bewegung des Wagens durch den Brems nur indirect, d. h. nur dadurch mode-

Digitized by Google

rirt werden, daß die rollende Bewegung der Räder in eine ganz oder theil- Bremſe.
weiſe gleitende Bewegung verwandelt wird. Kommen die Räder ganz zum Stillſtand, ſo verwandelt ſich die unbedeutende rollende Reibung in die gleitende Reibung, deren Ueberwindung meiſt ſchon eine ſehr große Kraft erfordert. Uebrigens kann das Umdrehen der Wagenräder auch durch ſogenannte Hemmketten und Hemmſchuhe (franz. enrayures, sabots; engl. triggers) verhindert werden.

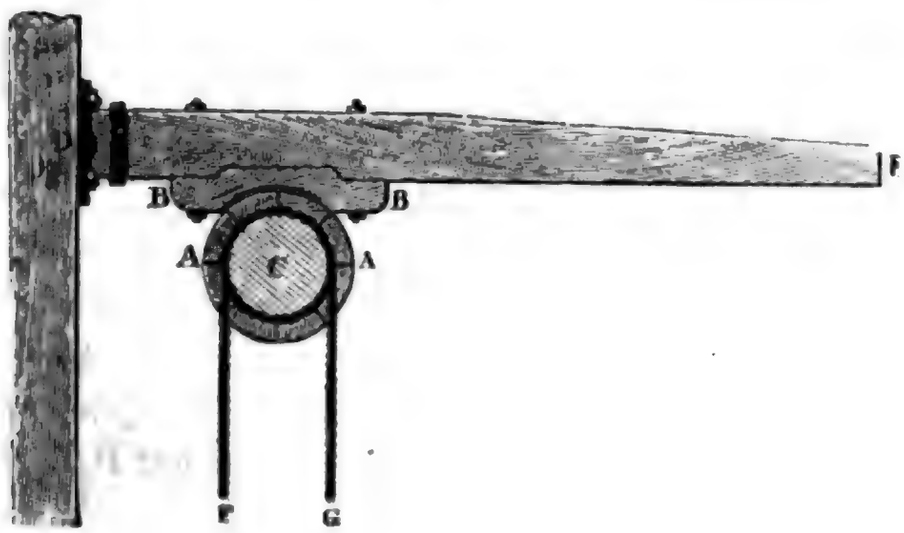
Dem Vorſtehenden zu Folge beſteht jeder Bremsapparat aus zwei Haupttheilen, aus dem rotirenden Bremsrade und aus dem auf dieſes aufzudrückenden Körper, dem Bremſe im engeren Sinne des Wortes. Nach der Geſtalt und Beſchaffenheit des letzteren Theiles laſſen ſich nun folgende Bremsapparate von einander unterſcheiden:

1) die Backen- oder Laſchenbremſe,
2) die Glieder- oder Kettenbremſe,
3) die Seil-, Draht-, Band- und Gurtbremſe,
4) die Excentrikbremſe,
5) die Kegelbremſe.

Der Backen- oder Laſchenbrems beſteht aus einem oder zwei Holz- oder Eiſenſtücken, den ſogenannten Bremsbacken, welche mit großer Kraft gegen den Umfang einer Welle oder eines auf ihr ſitzenden Rades, des ſogenannten Bremsrades, gedrückt werden. Der Glieder- oder Kettenbrems iſt eine Kette oder ein gegliederter Gurt, welcher um das Bremsrad herumgeſchlungen und durch ein Gewicht oder eine andere Kraft geſpannt wird. Bei dem Seil-, Draht-, Band- oder Gurtbrems iſt es ein um das zu bremſende Rad gewundener biegſamer Körper, z. B. ein Seil, Draht, Band u. ſ. w., welcher die Umdrehung dieſes Rades moderirt oder aufhebt. Der Excentrikbrems beſteht aus einem Excentrik und der Kegelbrems aus einem hohlen Kegel, welcher in oder über das ebenfalls coniſch geformte Bremsrad geſchoben wird.

§. 166. Ein einfacher, jedoch nur einſeitig wirkender Backenbrems

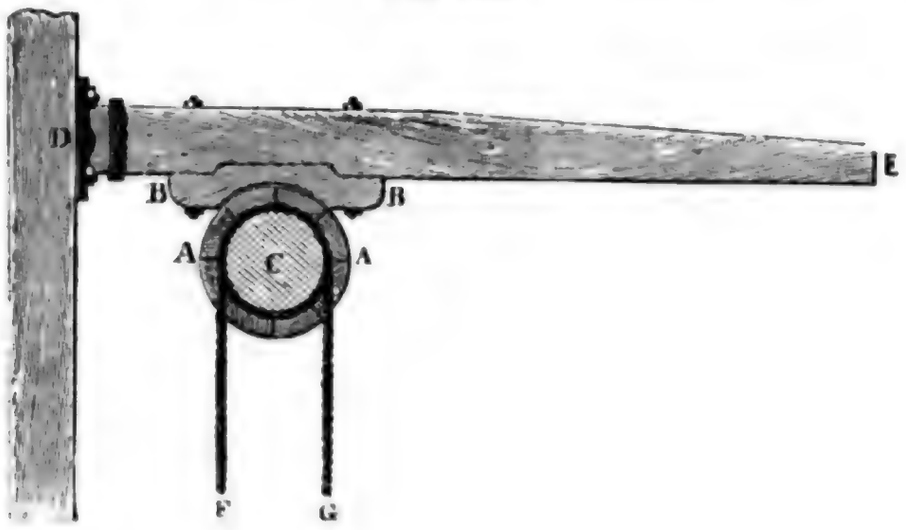
Fig. 341.



Digitized by Google

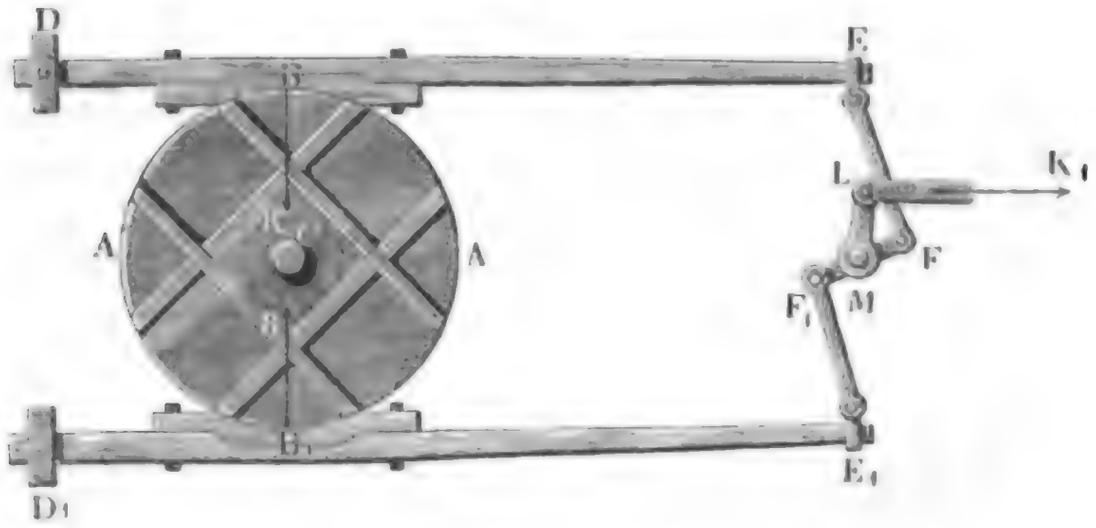
Bremſe. für eine liegende Welle iſt in Fig. 342 abgebildet. AA iſt das aus Dauben zuſammengeſetzte Bremsrad, BB der bogenförmig ausgenommene Bremsbacken und DE der ſogenannte Bremsdrückel, welcher in D ſeinen Stützpunkt hat und in E niedergedrückt wird, wenn es darauf ankommt, das Niederſinken des an einem der beiden Seilenden F und G hängenden Gewichtes zu reguliren.

Fig. 342.



Um durch das Bremſen oder Aufdrücken des Bremsbackens auf das Bremsrad die Welle und ihre Zapfen nicht zu verletzen, wendet man lieber doppelte Bremsbacken an, welche an entgegengeſetzten Seiten auf dieſes Rad drücken. Ein ſolches Rad iſt in Fig. 343 abgebildet. Es iſt auch hier AA

Fig. 343.



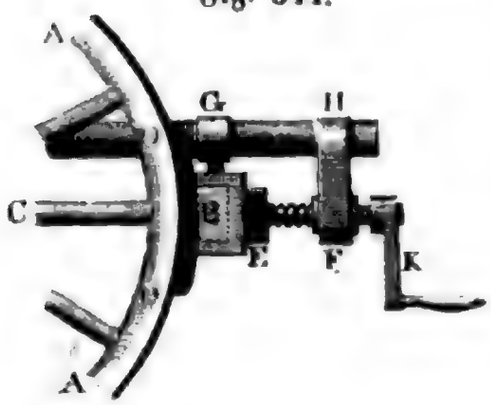
das um C drehbare Bremsrad, und es ſind B, B_1 die auf den um D und D_1 drehbaren Bremsdrückeln DE und D_1E_1 feſtſitzenden Bremsbacken. Um die Kraft, mit welcher die Bremsbacken auf das Rad drücken, noch zu verſtärken, kann man noch ein aus einem doppelarmigen Hebel FMF_1 beſtehendes Vorgelege anwenden. Die Bremsdrückel DE und D_1E_1 ſind dann

Digitized by Google

durch Zugſtangen EF und E_1F_1 an die Arme MF und MF_1 dieſes Hebels angeſchloſſen, und dieſer wird mittels eines Armes ML von der Kraft K ergriffen. Bremſe.

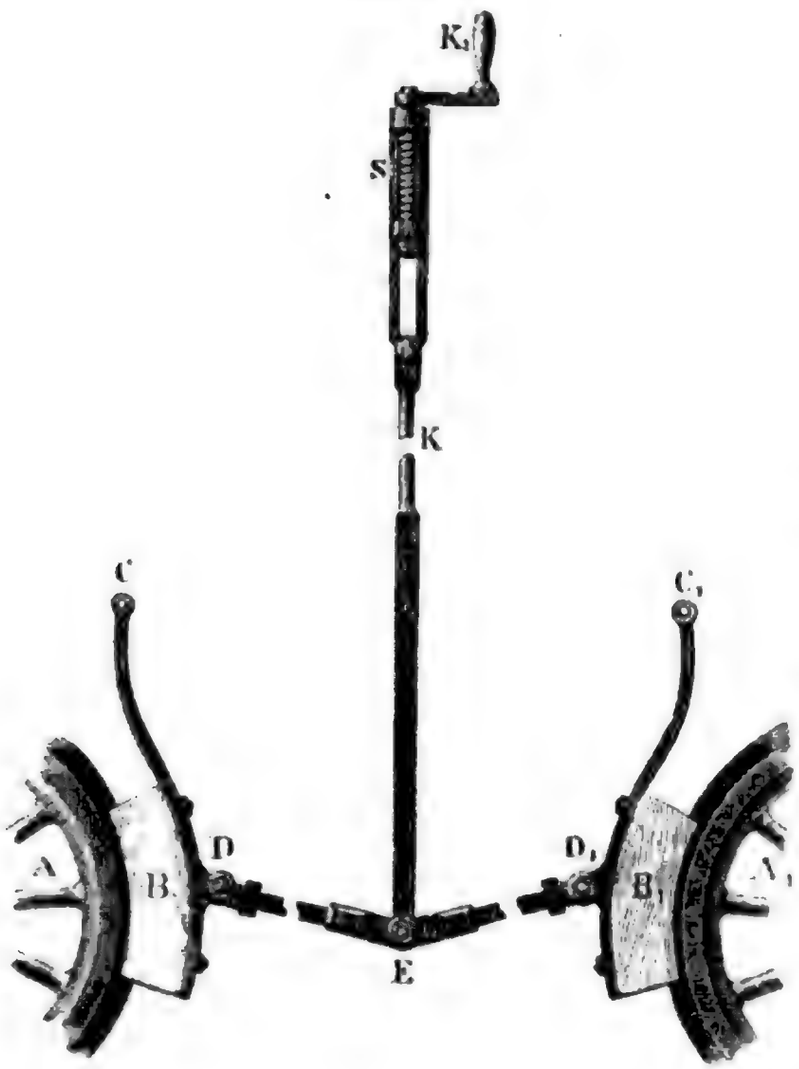
Zu den Backenbremſen gehören auch noch die ſogenannten Schleifzeuge der Radfuhrwerke. Ein ſolches Schleifzeug iſt in Figur 344 abgebildet. ACA iſt ein Theil des Rades, B ein quer über beide Räder weggehender Bremsbaum mit den eiſernen Bremsbacken DD, und EF eine Schraube, welche mittels einer Kurbel K nach der einen oder nach der anderen Richtung umgedreht wird, wenn es darauf ankommt, die Bremsbacken entweder auf das Rad aufzudrücken oder von demſelben abzuziehen. Zu dieſem Zwecke iſt der Bremsbaum in G verſchiebbar und dagegen die Schraube in H unverrückbar an dem Wagengeſtelle aufgehangen.

Fig. 344.



Ein anderes Schleifwerk für einen Eiſenbahnwagen iſt in Fig. 345 abgebildet. Es ſind hier A und A_1 die Wagenräder, B und B_1 die Bremsbacken und CD, C_1D_1 Stangen, womit dieſe in C und C_1 am Wagen hängen. Das Aufdrücken der Bremsbacken auf die Wagenräder erfolgt durch eine Kurbel K_1 in Verbindung mit einer Schraube S und dem Kniehebelmechanismus CDE und C_1D_1E. Durch Umdrehung der Schraube S mittels der Kurbel nach der einen oder anderen Richtung kann die Zugſtange EK, und

Fig. 345.

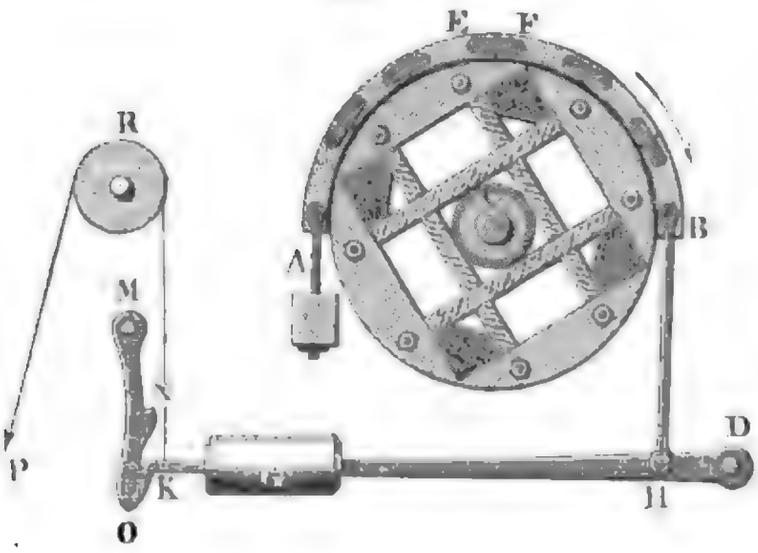


Digitized by Google

Bremse. mit ihr also auch der Aufhängepunkt E aufgezogen oder niedergelassen werden, womit natürlich entweder ein Aufdrücken oder ein Abziehen der Backen B und B_1 von den Rädern A und A_1 verbunden ist.

§. 167. Einen aus hölzernen Gliedern oder Ringstücken zusammengesetzten Gliederbrems, wie er vorzüglich bei Windmühlen zur Anwendung kommt, zeigt Figur 346. Es ist hier ACB das auf der Flügelwelle C (s. II., §. 248) aufsitzende Bremsrad und $AEFB$ der dieses Rad umgürtende Brems- oder Preßring. Die Verbindung der Glieder unter einander wird durch eiserne Laschen wie EF und eiserne Bolzen E und F, welche letztere durch die Gliederenden hindurchgehen, bewirkt. Das eine Ende A dieses Gurtes ist an dem Gebälke des Gebäudes befestigt, und das andere Ende B mittels einer eisernen Zugschiene BH an einem um D drehbaren Hebel KD angeschlossen. Dieser Hebel ruht für gewöhnlich mit seinem Ende K auf einen Zahn O einer um M drehbaren Klinke, und hält dabei den Bremskranz in einem Abstande von ungefähr $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ Zoll frei über dem Bremsrade; soll aber gebremst, d. i. die Welle C in Ruhe oder in eine langsamere Bewegung versetzt werden, so zieht man mit einem Rucke am Ende P einer über einer Leitrolle R liegenden und am Hebelende K befestigten Schnur. Hierbei trifft das Ende K an einen zweiten Zahn N der Klinke, und theilt dadurch der letzteren einen Schwung nach außen mit; läßt man daher in diesem Momente mit dem Zuge nach, so fällt der Hebel KD ungehindert herab und drückt, zumal mit Hilfe des an ihm befestigten Gewichtes G, den Bremskranz fest auf das Bremsrad auf.

Fig. 346.



Ein einfacher Band- oder Gurtbrems ist in Fig. 347 abgebildet; ACA_1 ist das Bremsrad, $BAEA_1B_1$ das eiserne Blechband. Die Enden B und B_1 des letzteren sind an einem Hebel DK angeschlossen, und es ist hieraus leicht zu ersehen, wie durch Niederdrücken des Hebelendes K das Band gespannt wird.

Einen Drahtbrems für einen Krahn führt Fig. 348 vor Augen. Es ist auf der zu bremsenden Welle C eine metallene Scheibe oder Trommel

Digitized by Google

A A aufgebolzt, um welche ſich der etwa $\frac{1}{4}$ Zoll dicke Draht *B D E* mehrmals umwickelt. Das eine Ende dieſer Welle iſt mittels des Gelenkſtückes Bremſe.

Fig. 347.

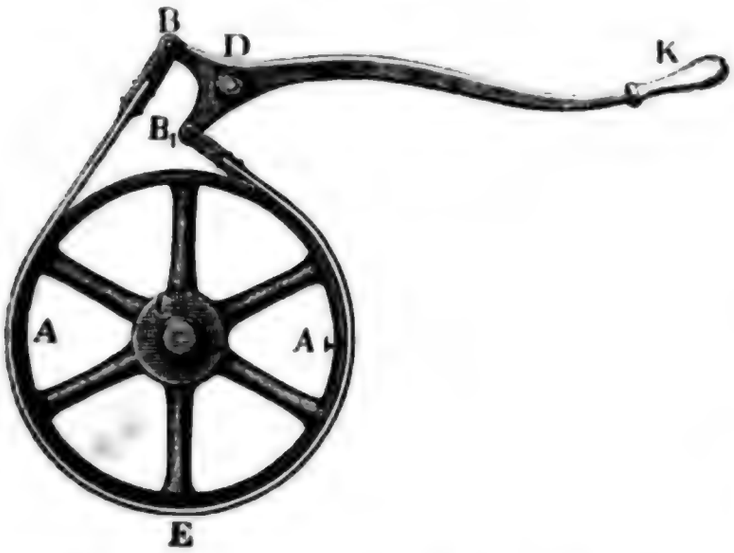
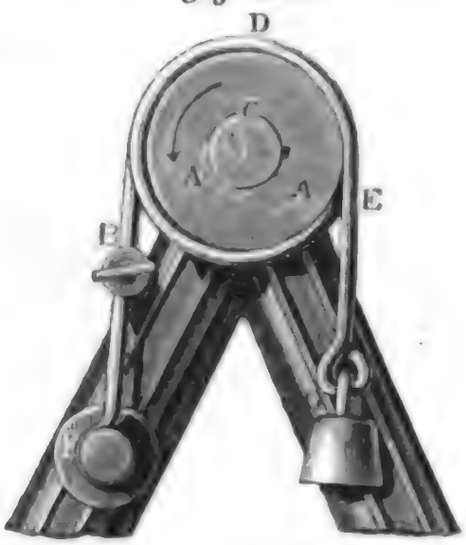


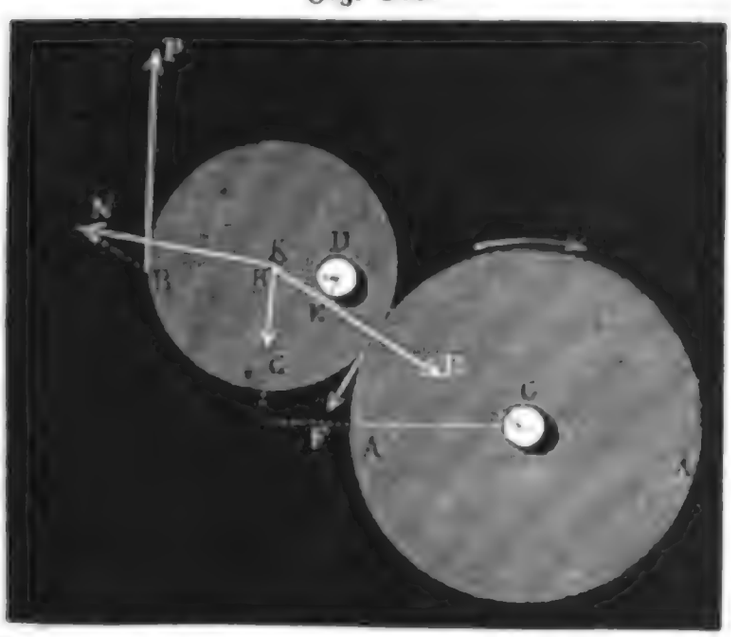
Fig. 348.



FB bei *F* an das Krahngeſtell angebolzt, und das andere Ende deſſelben iſt durch ein kleines Gewicht *G* von ein paar Pfunden geſpannt. Dreht ſich die Welle in der Richtung des Pfeiles, ſo hat ſie eine kleine, nur dem Gewichte *G* entſprechende Reibung am Umfange der Trommel zu überwinden; wird aber die Welle in umgekehrter Richtung umgedreht, ſo widerſteht eine viel größere, nach I, §. 176, zu beurtheilende Kraft. Wenn alſo auch die Umdrehungskraft der Welle zu wirken aufhört, ſo wird die vielleicht noch freihängende Laſt des Krahnes oder Haspels durch dieſen großen Reibungswiderſtand an dem Herabſinken verhindert werden.

Einen Excentrikbrems ſieht man in Fig. 349 abgebildet; es iſt *A C A* das um *C* laufende Bremsrad und *B D* das um *D* drehbare Excentrik, das durch ein Gewicht *G* nach unten gezogen wird und mittels einer Schnur *B P* aufgezogen werden kann. Soll das Rad *A C A* in ſeiner Umdrehung aufgehalten werden, ſo läßt man die Schnur *B P* locker und es klemmt ſich nun das Excentrik zwiſchen den feſten Axen *C* und *D*. Sehr gewöhnlich wendet man ſtatt des Vollkreiſes *B D* einen Hebel mit Kreisſectoren an.

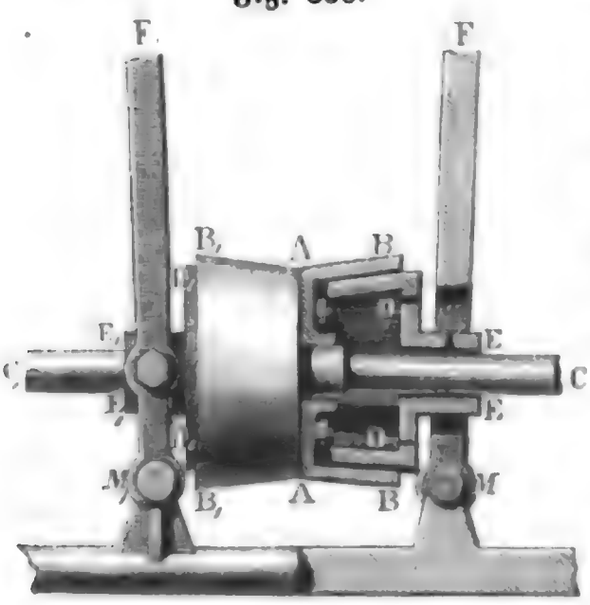
Fig. 349.



Digitized by Google

Bremse. In Fig. 350 ist noch ein Kegelbrems abgebildet. Auf der sich um ihre Axe umdrehenden Welle CC, sitzt ein doppelter Kegel $AABB$ — $AABB_1$, wovon der eine im Durchschnitt und der andere von außen zu sehen ist. Zwei andere Kegel DD und D_1D_1 im Innern dieser Kegel sitzen mittels Muffe EE und E_1E_1 auf der Welle CC_1 und lassen sich auf dieser mit Hilfe zweier um M und M_1 drehbarer Hebel FM und F_1M_1 verschieben. Diese Hebel sind so mit einander verbunden, daß sie sich gleichzeitig entweder nach innen oder nach außen bewegen lassen. Im ersteren Falle schieben sie die conischen Räder DD und D_1D_1 in die hohlen Kegel AB und AB_1, so daß zwischen den Außenflächen des einen und den Innenflächen des anderen Kegelpaares eine Reibung entsteht, wodurch die Umdrehung der Welle CC_1 entweder gemäßigt oder ganz aufgehoben werden kann. Im zweiten Falle treten hingegen die Kegel AB, A_1B_1 aus den Kegeln DD und D_1D_1 heraus und es kann dann BAB_1 mit CC_1 ungehindert umlaufen.

Fig. 350.



Anwendung der Bremse. §. 168. Es ist von einem zweckmäßigen Brems zu verlangen, daß er ohne großen Kraftaufwand und ohne nachtheilige Wirkungen auf die Maschine die Bewegung der letzteren schnell und sicher hemme oder nach Befinden gar aufhebe. Da der Reibungswiderstand, durch welchen die Maschine gehemmt oder in Ruhe versetzt wird, nicht allein von dem Drucke, sondern auch von dem Reibungscoefficienten abhängt, so kommt es nicht allein darauf an, einen großen Druck auf das Bremsrad auszuüben, sondern es ist auch darauf zu sehen, daß die Reibungsflächen mehr rauh als glatt sind. Aus dem letzteren Grunde läßt man nicht gern Eisen auf Eisen, sondern lieber Holz auf Holz oder wenigstens Holz auf Eisen sich reiben, und macht deshalb gern die Bremsbacken oder den Bremsgurt aus Holz (s. I., §. 161). Der Druck ist der auszuübenden Bremskraft proportional und läßt sich durch Vertheilung der letzteren sowie durch Hinzufügung von Hebeln beliebig vergrößern (s. Fig. 346 und Fig. 343). Dieser Vergrößerung der Bremskraft ist aber wieder durch den vorgeschriebenen Weg der letzteren eine Grenze gesetzt. Je mehr die Brems- oder Zugkraft durch Hebel u. s. w. vergrößert auf den Brems übertragen wird, desto kleiner fällt natürlich auch der Weg des letzteren aus. Nun muß aber dieser Weg oder Abstand des

Digitized by Google

Bremſes vom Bremsrade eine gewiſſe Größe haben, damit das Bremsrad, ſelbſt wenn es nicht ganz rund ginge, beim gewöhnlichen Gange nicht am Brems ſchleift; es iſt folglich umgekehrt, von der Zugkraft während des Bremſens ein mit dieſem Abſtande und mit dem Umſetzungsverhältniß dieſer Kraft proportional wachſender Weg zurückzulegen. Dieſer Weg darf jedoch der Armlänge des Menſchen entſprechend, nur eine gewiſſe Größe haben, und folglich kann auch das Umſetzungsverhältniß oder die Vergrößerung der Bremskraft eine gewiſſe Grenze nicht überſchreiten. Anwendung der Bremſe.

Damit der Druck des Bremſes auf die Welle des Bremsrades nicht nachtheilig wirke, iſt es nöthig, den Brems auf die entgegengeſetzten Seiten des Bremsrades oder rundherum auf dieſes Rad zu vertheilen. Aus dieſem Grunde ſind z. B. die Bremſe in Figur 347, 348 und 350 denen in Figur 342, 344, 345 u. ſ. w. vorzuziehen.

Um überhaupt den Arbeitsaufwand, alſo das Produkt aus Kraft und Weg des Bremſens, möglichſt herabzuziehen, iſt es rathſam, an denjenigen Stellen zu bremſen, wo die Maſchine am ſchnellſten geht und eben deshalb die kleinſte Umdrehungskraft hat. Man bremſt daher bei einer Maſchine diejenige Welle, welche die meiſten Umdrehungen macht, und zwar nicht unmittelbar, ſondern mittels eines die Umdrehungsgeſchwindigkeit vergrößernden und folglich die Umdrehungskraft vermindernden Bremsrades.

Beſitzt die durch den Brems zu hemmende Maſchine eine große und ſchnell umlaufende Maſſe, ſo iſt es zweckmäßig, die Maſchine an einer dieſer Maſſe ſehr nahen Stelle zu bremſen, um die Wirkungen der Reaction, welche die träge Maſſe bei ihrer verzögerten Bewegung ausübt, für die Maſchine ſo unſchädlich wie möglich zu machen. Deshalb bremſt man denn auch Waſſerräder und Schwungräder gern unmittelbar an ihrem Umfange oder wenigſtens an mit dieſen Rädern feſt verbundenen Bremsrädern. Hat man es nicht bloß mit der Aufhebung der lebendigen Kraft, ſondern auch mit der Vernichtung der Umtriebskraft einer Maſchine zu thun, ſo iſt es auf der anderen Seite auch wünſchenswerth, daß das Bremſen ſo viel wie möglich in der Nähe des Angriffspunktes der Umdrehungskraft erfolge.

§. 169. Es iſt nun im Folgenden die Theorie des Bremſes als eines den Gang einer Maſchine moderirenden oder ſiſtirenden Hilfsapparats, zu entwickeln. Denken wir uns die ganze Maſſe der Maſchine auf den Umfang des Bremsrades reducirt, bezeichnen wir dieſelbe mit M, und nehmen wir ebenſo an, daß die bewegende Kraft oder Ueberwucht P der Maſchine, ſo wie der vom Brems erzeugte Widerſtand F an dem Bremsradumfang wirke. Es iſt dann die Acceleration des Radumfanges vor dem Bremſen: Theorie der Bremſe.

$$p = \frac{P}{M}.$$

Digitized by Google

Theorie der Bremse

und dagegen die Retardation des Radumfanges während des Bremsens:

$$p_1 = \frac{F - P}{M} \text{ (s. I., §. 65).}$$

Ist nun die Zeit für den ersten Bewegungszustand $= t$ und die des zweiten $= t_1$, so hat man den Zuwachs an Geschwindigkeit im ersten Falle:

$$v = pt = \frac{P}{M} t,$$

und die Verminderung der Geschwindigkeit im zweiten Falle:

$$v_1 = p_1 t_1 = \frac{F - P}{M} t_1 \text{ (s. I., §. 9).}$$

Hat der Radumfang anfangs die Geschwindigkeit c, und handelt es sich bloß darum, diese Geschwindigkeit trotz der Ueberwucht zu behalten, so muß $v_1 = 0$, also $F = P$, d. i. der durch das Bremsen hervorzubringende Widerstand der Ueberwucht P gleich sein. Soll hingegen die Bewegung des Rades in einer gegebenen Zeit t_1 aufgehoben, also die Maschine zum Stillstande gebracht werden, so hat man

$$c - v_1 = 0, \quad \text{d. i.} \quad v_1 = c \text{ oder } \left(\frac{F - P}{M}\right) t_1 = c$$

zu setzen, und es folgt nun der erforderliche Bremswiderstand:

$$F = P + \frac{Mc}{t_1}.$$

Ist hingegen die Geschwindigkeit des Rades $c + v$ in der Zeit t_1 auf die Größe c zurückzuführen, so hat man

$$c + v - v_1 = c, \quad \text{d. i.} \quad v_1 = v \text{ oder } \left(\frac{F - P}{M}\right) t_1 = v,$$

also den entsprechenden Bremswiderstand

$$F = P + \frac{Mv}{t_1}.$$

Wäre der durch das Bremsen wegzunehmende Geschwindigkeitsüberschuß v aus der während der Zeit wirkenden Ueberwucht P erwachsen, so würde $v = \frac{P}{M} t$ und daher

$$F = P + \frac{t}{t_1} P = \left(\frac{t + t_1}{t_1}\right) P \text{ zu setzen sein.}$$

Giebt man statt der Zeiten t und t_1 die entsprechenden Wege des Bremsradumfanges, setzt man also den der Ueberwucht P und der Zeit t entsprechenden Weg $= s$ und dagegen den der verzögernden Kraft $F - P$ und der Zeit t_1 entsprechenden Weg $= s_1$, so hat man für den Fall, daß durch das Bremsen die Geschwindigkeit $c + v$ auf c zurückgebracht werden soll, die Arbeit $\frac{M}{2}[(c + v)^2 - c^2] = (F - P)\, s_1$ (s. I., §. 71),

Digitized by Google

und es iſt daher $F = P + \frac{M}{2 s_1} [(c + v)^2 - c^2]$, oder da

Theorie der Bremſe.

$$\frac{M}{2} [(c + v)^2 - c^2] \text{ auch } = Ps \text{ geſetzt werden kann,}$$

$$(F - P)\, s_1 = Ps, \quad \text{d. i.} \quad F = \left(\frac{s + s_1}{s_1}\right) P.$$

Uebrigens laſſen ſich auch die Wege s und s_1 durch die Formeln

$$s = \left(c + \frac{v}{2}\right) t \quad \text{und} \quad s_1 = \left(c + \frac{v}{2}\right) t_1 \quad \text{(ſ. I., §. 13)}$$

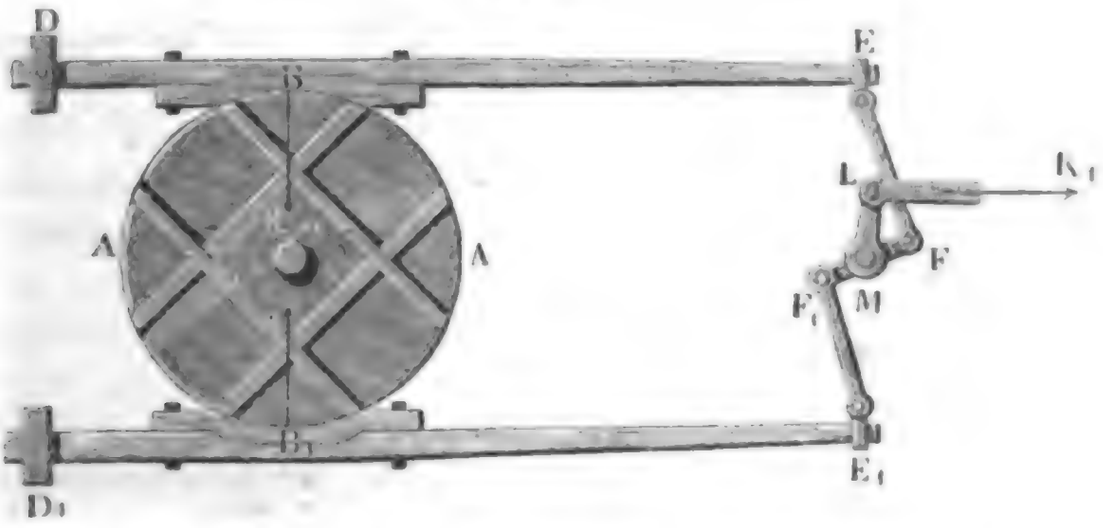
beſtimmen.

Beiſpiel. Ein Waſſerrad hat eine Umfangsgeſchwindigkeit c von 10 Fuß, eine träge Maſſe M von $\frac{20000}{g} = 0{,}032 \,.\, 20000 = 640$ Pfund und eine Ueberwucht P von 200 Pfund, beide auf den Radumfang reducirt; welchen Widerſtand F muß man an dem Radumfang anbringen, um dieſes Rad im Laufe von $t = 8$ Secunden in den Stillſtand zu verſetzen? Es iſt dieſer Widerſtand nach dem Obigen $F = P + \frac{Mc}{t} = 200 + \frac{640 \,.\, 10}{8} = 200 + 800 = 1000$ Pfund, und es iſt der Weg des Radumfanges in der Zeit von 8 Secunden, innerhalb welcher das Rad zur Ruhe übergeht, $s = \frac{vt}{2} = \frac{10 \,.\, 8}{2} = 40$ Fuß.

§. 170. Um von den im vorigen Paragraphen gefundenen Formeln Gebrauch machen zu können, iſt es noch nöthig, für die verſchiedenen Bremsmethoden die Abhängigkeit des Reibungswiderſtandes F von der Zug- oder Druckkraft K des Maſchinenwärters zu kennen.

Haben wir es mit einem Backenbrems, wie z. B. Fig. 351, zu thun, ſo iſt der Reibungswiderſtand F einfach $= \varphi R$, wo φ den Reibungscoefficienten und R den Druck der Bremsbacken auf das Bremsrad bezeichnet, zu ſetzen. Iſt nun a der Hebelarm DE der Kraft K und b der Hebel-

Fig. 351.



Digitized by Google

Theorie der Bremse.

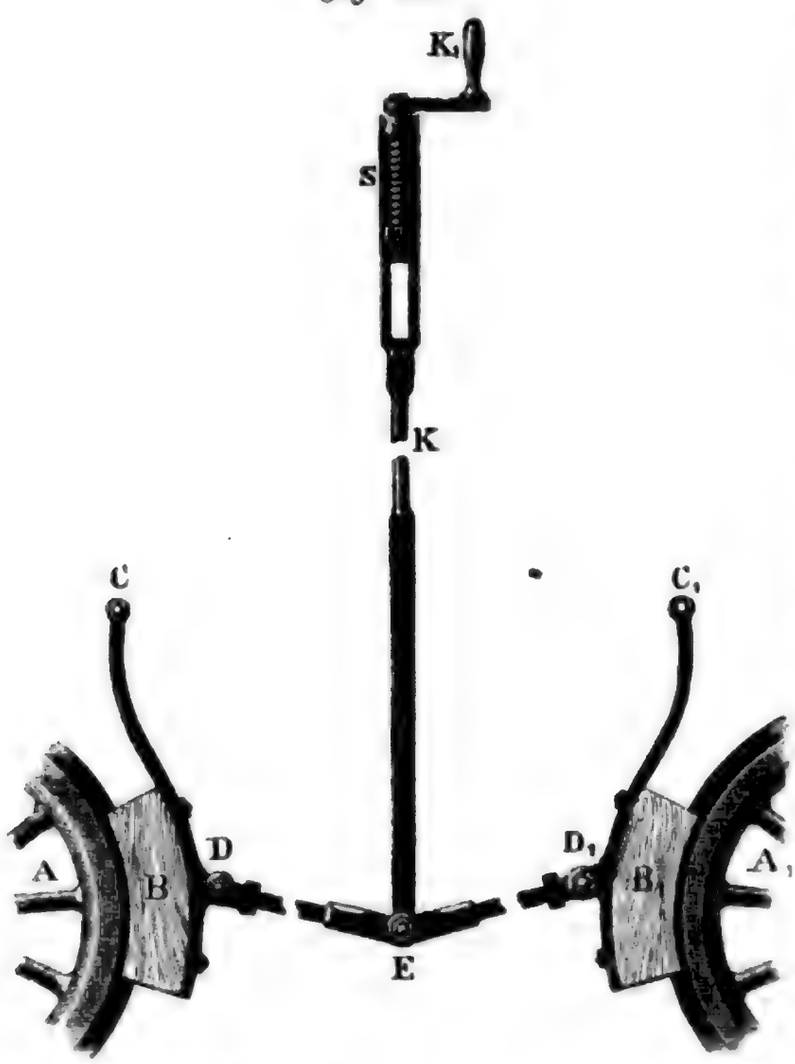
arm DB des Druckes, so hat man $aK = bR$, und daher

$$F = \varphi R = \varphi \frac{a}{b} K.$$

Ist noch ein Vorgelegshebel angebracht, und wirkt bei demselben die Kraft K_1 am Hebelarme $ML = a_1$, und die Schwengelkraft K am Hebelarme $MF = b_1$, so hat man $a_1 K_1 = b_1 K = b_1 \frac{b}{a} . R$,
und daher die Reibung

$$1) \quad F = \varphi R = \varphi \frac{a}{b} . \frac{a_1}{b_1} K_1.$$

Fig. 352.



Die Verdoppelung der Bremsbacken u. Hebel ändert diese Formel nicht; es ist dann R die Summe der Drücke und also auch F die Summe der Reibungen an beiden Seiten.

Bei dem Wagenbrems, Fig. 352, mit Kniehebel und Schraube ist das Verhältniß zwischen Kraft K_1 und Druck R oder Reibung F wie folgt zu beurtheilen. Weichen die Druckstangenaxen DE und D_1E_1 um einen Winkel $DEK = D_1EK = \beta$ von der Zugstangenaxe KE ab, so ist der Druck R, mit welchem jede Stange den Bremsbacken auswärtsschiebt, durch die bekannte Formel

$$R = \frac{K}{2\,cos.\,\beta} \text{ (s. I., §. 75) bestimmt.}$$

Geht die Richtung der Stange DE durch die Radaxe, so ist R zugleich der Normaldruck auf den Radumfang, und daher der Reibungswiderstand an beiden Rädern zusammen

$$F = 2\varphi R = \frac{\varphi K}{cos.\,\beta}.$$

Digitized by Google

Theorie der Bremſe.

Es wirkt der Kniehebel genau wie ein Keil, und es iſt leicht einzuſehen, daß ſich durch ihn ein ſehr großer Druck und alſo auch eine ſehr große Reibung erzeugen läßt, wenn man den Neigungswinkel $cos.\beta$ ſehr klein, alſo β nahe 90^0 macht.

Wirkt die Bremskraft K_1 an einem Hebelarme a, iſt die mittlere Dicke der Schraube S, $= d$, das Anſteigen der Schraube $= \alpha$ und der Reibungswinkel $= \varrho$, ſo haben wir nach III., §. 142, die Kraft

$$K_1 = \frac{d}{2a} K \; tang. (\alpha + \varrho)$$

und daher den Reibungswiderſtand

$$2)\; F = \frac{\varphi K}{cos.\beta} = \varphi \; . \; \frac{2a}{d} K_1 \frac{cotang. (\alpha + \varrho)}{cos.\beta}.$$

Verbinden wir nun die eine oder die andere der Formeln unter 1) und 2) mit einer der Formeln

$$F = P + \frac{Mv}{t}, \quad F = P + \frac{M}{2s_1} [(c+v)^2 - c^2] \text{ u. ſ. w.},$$

ſo erhalten wir die geſuchte Regel zur Berechnung der Hauptdimenſionen des gewiſſen Forderungen entſprechenden Bremſes.

Beiſpiel. Ein Dampfwagenzug von der Maſſe

$$M = \frac{100000}{g} = 0{,}032 \; . \; 100000 = 3200 \text{ Pfund}$$

bewegt ſich mit der Geſchwindigkeit $c + v = 30$ Fuß vorwärts, und es ſoll dieſe Geſchwindigkeit wegen Ueberſchreitung einer noch 250 Fuß entfernten Brücke durch Bremſen auf 12 Fuß zurückgeführt werden; mit welcher Kraft hat man zu dieſem Zwecke die Wagenbremſen zu ziehen, wenn die Hauptverhältniſſe derſelben folgende ſind: $\varphi = 0{,}4$, $\frac{2a}{d} = 15$, $\alpha + \varrho = 12^0$, $\beta = 72\frac{1}{2}^0$?

Wir haben zu ſetzen:

$$\varphi \; . \; \frac{2a}{d} \; . \; K_1 \frac{cotang. (\alpha + \varrho)}{cos.\beta} = \frac{M}{2s_1} [(c+v)^2 - c^2], \text{ d. i.}$$

$$0{,}4 \; . \; 15 \; . \; \frac{cotang. 12^0}{cos. 72\frac{1}{2}^0} \; . \; K_1 = \frac{3200}{500} (30^2 - 12^2),$$

weshalb die geſuchte Kraft an der Bremskurbel

$$K_1 = \frac{32 (900 - 144) \, cos. 72\frac{1}{2}^0 \, tang. 12^0}{0{,}4 \; . \; 15 \; . \; 5} = \frac{32 \; . \; 756}{30} \, cos. 72\frac{1}{2}^0 \, tang. 12^0$$

$$= 806{,}4 \; . \; 0{,}3007 \; . \; 0{,}2126 = 51{,}55 \text{ Pfund folgt.}$$

Wenn man alſo zwei Bremſe anwendet, ſo iſt jede Bremskurbel mit 25,78 Pfund Kraft anzudrücken. Die Zeit des Bremſes iſt, da hierbei der Weg $s_1 = 250$ Fuß mit der mittleren Geſchwindigkeit $c_1 = \frac{30 + 12}{2} = 21$ Fuß zurückgelegt wird,

$$t_1 = \frac{s_1}{c_1} = \frac{250}{21} = 11{,}9 \text{ Secunden.}$$

Das hierbei verrichtete Arbeitsvermögen beträgt

$$\frac{M}{2} [(c+v)^2 - c^2] = 1600 \; . \; 756 = 1209600 \text{ Fußpfund.}$$

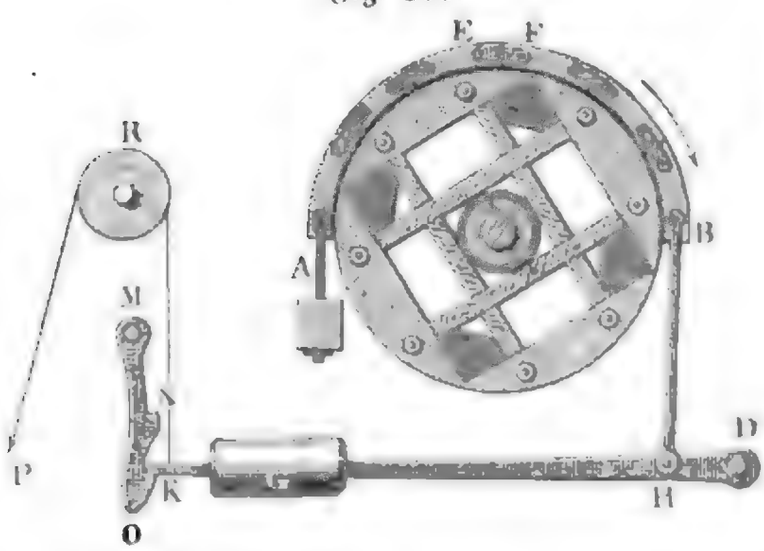
Digitized by Google

Theorie der Bremse.

Bei dieser Berechnung ist vorausgesetzt worden, daß die Ueberwucht Null sei. Wird während des Bremsens der Dampf abgesperrt, so hat man natürlich einen negativen Werth für P einzusetzen und es fällt K_1 noch kleiner aus.

§. 171. Für die übrigen Bremse, welche wir oben (§. 167) kennen gelernt haben, berechnet sich die Bremskraft wie folgt.

Fig. 353.



Bei dem Gliederbrems in Fig. 353 ist die Reibung wie die einer Kette nach I., §. 175, zu berechnen. Ist β die Länge des durch den Bremskranz bedeckten Bogens AEB, auf den Halbmesser 1 reducirt, und n die Anzahl der Glieder, also der Bogen eines Gliedes: $\alpha = \frac{\beta}{n}$; ist ferner die Kraft, mit welcher das Ende B des Bremskranzes gespannt wird, $= Q$, so hat man die gesuchte Reibung

$$F = \left[\left(1 + 2\,\varphi\, sin.\, \frac{\beta}{2n}\right)^n - 1\right] Q,$$

und wirkt die Spannkraft Q an einem Hebelarme $DH = b$, während das Gewicht G am Hebelarme $DG = a$ niederzieht, so hat man bei freihängendem Hebel, $Q = \frac{a}{b}\, G$, und daher

$$F = \left[\left(1 + 2\,\varphi\, sin.\, \frac{\beta}{2n}\right)^n - 1\right] . \frac{a}{b}\, G.$$

Hat man es mit einem Draht- oder Bandbrems zu thun, so ist $n = \infty$ und daher nach I., §. 176 die Reibung

$$F = (e^{\varphi\beta} - 1)\, Q \text{ zu setzen.}$$

Diese Formel findet ihre unmittelbare Anwendung bei dem Drahtbrems in Fig. 354, wo allerdings β mehreren Umwindungen entspricht, also mehrmals, z. B. 5mal 2π, zu setzen ist.

Bei dem Bandbremse in Fig. 355 ist zwar ebenfalls

$$F = (e^{\varphi\beta} - 1)\, Q,$$

es sind aber hier die beiden Bandenden mit den Kräften Q und $e^{\varphi\beta}\, Q$ zu spannen, und es ist daher die erforderliche Kraft am Hebelende, wenn der Hebelarm DK derselben durch a und die Hebelarme $DB = DB_1$ der

Digitized by Google

Spannkräfte durch b bezeichnet werden: Theorie der Bremſe.

$$K = \frac{b}{a}(Q + e^{\varphi\beta} Q) = (e^{\varphi\beta} + 1)\frac{b}{a} Q$$

Fig. 354.

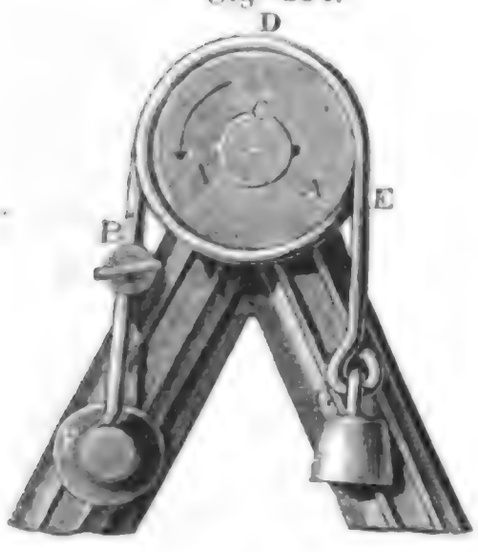
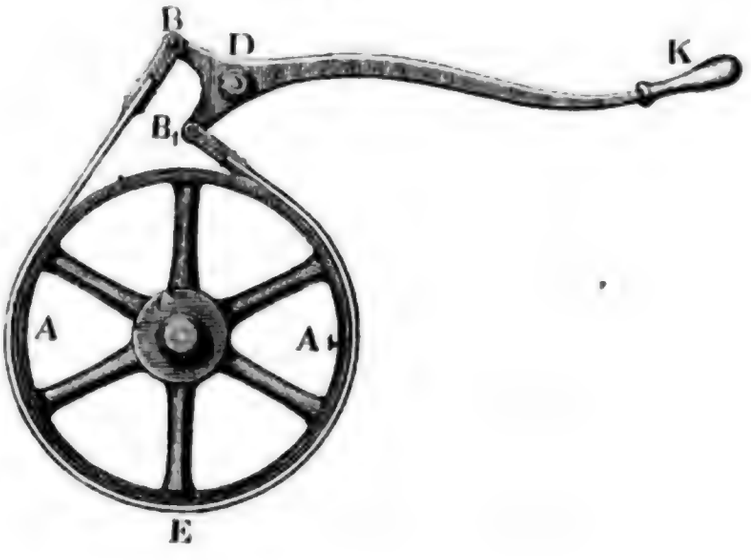


Fig. 355.

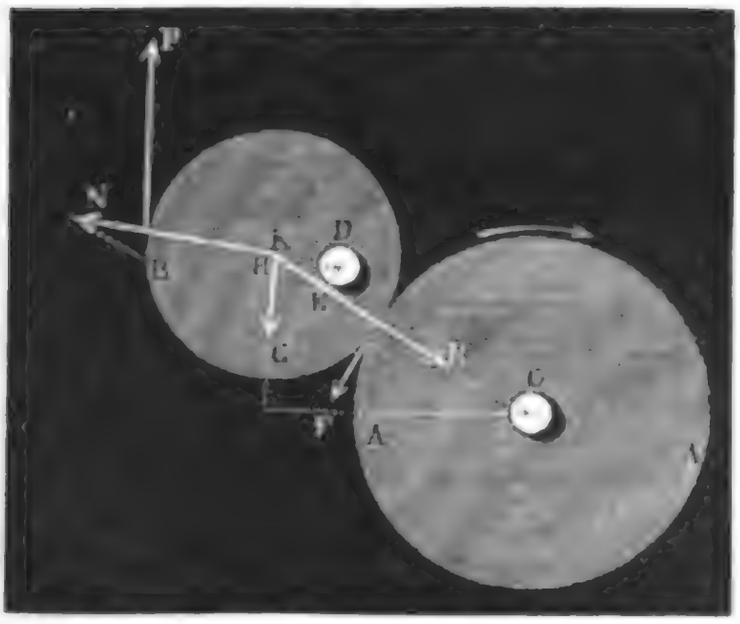


und umgekehrt die Reibung

$$F = \left(\frac{e^{\varphi\beta} - 1}{e^{\varphi\beta} + 1}\right) \cdot \frac{a}{b} K.$$

Bei dem Excentrikbrems Fig. 356 iſt die Reibung ähnlich wie die am Backenbrems zu berechnen. Iſt in Beziehung auf die Umdrehungsaxe D des Excentriks der Hebelarm des Gewichtes G: $DH = a$ und der Hebelarm des Druckes R, d. i. der Abſtand der Axe D von der Centrallinie CK, $DE = b$, ſo haben wir

Fig. 356.



$$R = \frac{a}{b} G$$

und daher die Reibung

$$F = \varphi R = \varphi \frac{a}{b} G.$$

Was endlich noch den Kegelbrems, Fig. 357 (auf folgd. Seite), anlangt, ſo hat man hier den die Reibung F erzeugenden Normaldruck R wie beim coniſchen Zapfen (I., §. 172) oder wie beim Keil (I., §. 163) aus dem halben Convergenzwinkel α der kegelförmigen Reibungsflächen und aus der Kraft Q, mit welcher die inneren Kegel DD und $D_1 D_1$ in ihrer Axenrich-

Digitized by Google

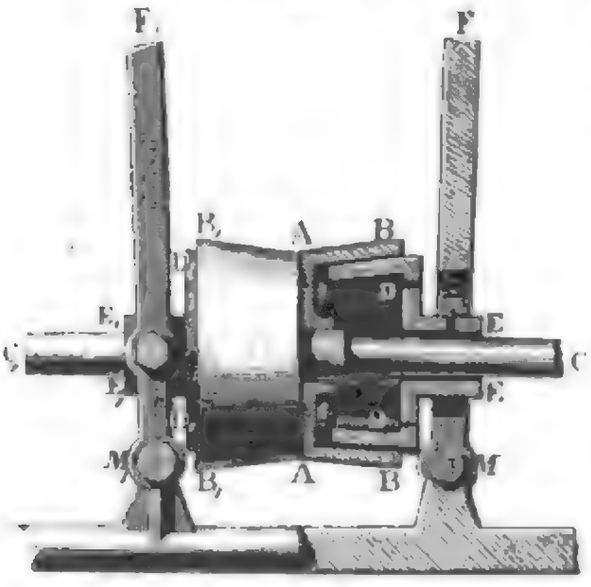
Theorie der Bremse.

tung CC_1 gegen die äußeren gedrückt werden, nach der Formel

$$R = \frac{Q}{\sin.\alpha}, \text{ oder genauer } R = \frac{Q}{\sin.\alpha + \varphi \cos.\alpha} = \frac{Q \cos.\varrho}{\sin.(\alpha+\varrho)}$$

zu berechnen.

Fig. 357.



Ist nun noch a der Hebelarm der an den Schwengeln FM, F_1M_1 wirkenden Bremskraft K, und b der Hebelarm der Axenkraft Q, d. i. der Abstand der Drehungspunkte M und M_1 von der Wellenaxe CC, so haben wir

$$Q = \frac{a}{b} K,$$

und daher die Reibung

$$F = \varphi R = \varphi \frac{Q \cos.\varrho}{\sin.(\alpha+\varrho)} = \frac{a K \sin.\varrho}{b \sin.(\alpha+\varrho)},$$

da $\varphi = tang.\varrho = \frac{\sin.\varrho}{\cos.\varrho}$ ist (s. I., §. 159).

Werden die Schwengel MF und M_1F_1 nicht unmittelbar von K, sondern mittels eines Vorgelegshebels von einer Kraft K_1 angezogen, so ist, wenn a_1 und b_1 die Arme dieses Hebels bezeichnen, wie beim Backenbrems in Figur 351:

$$K = \frac{a_1}{b_1} K_1 \text{ und daher}$$

$$F = \frac{a\, a_1 K_1 \sin.\varrho}{b\, b_1 \sin.(\alpha+\varrho)}.$$

Um die Wirksamkeit der Bremse vollständig zu beurtheilen, sind natürlich auch diese Formeln für F mit denen des §. 169 zu verbinden.

Beispiel. Wenn bei einem Windrade die Flügelflächen zusammen den Inhalt $nF = 1000$ Quadratfuß haben, und wenn die Geschwindigkeit des Windes $c = 20$ Fuß beträgt, so ist nach II., §. 260, die Leistung dieses Rades $L = 0{,}000549 \,.\, nF c^3 = 0{,}000549 \,.\, 1000 \,.\, 20^3 = 4392$ Fußpfund. Nehmen wir hierbei an, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades $v = 2{,}5 \,.\, 20 = 50$ Fuß ist, so erhalten wir die Umdrehungskraft desselben, auf den Umfang reducirt, $= \frac{L}{v} = \frac{4392}{50} = 87{,}84$ Pfund, und ist der Halbmesser des Bremsrades in der Flügellänge 6mal enthalten, so folgt die auf den Umfang dieses Rades reducirte Windkraft $P = 6 \,.\, 87{,}84 = 527{,}04$ Pfund. Ist nun dieses Rad durch einen Gliederbrems, wie Fig. 353, zu bremsen, der den halben Bremsradumfang mit 6 Gliedern bedeckt, so entsteht die Frage, mit welchem Gewichte soll man diesen

Digitized by Google

Brems ausrüſten, damit man durch denſelben im Nothfalle der ganzen Windkraft das Gleichgewicht halten könne, wenn z. B. durch einen Bruch die Arbeitsmaſchine zufällig außer Gang gekommen wäre? Wir haben hier die Kraft P der Reibung

Theorie der Bremſe.

$$F = \left[\left(1 + 2\varphi \sin. \frac{\beta}{2n}\right)^n - 1\right] \frac{a}{b} G$$

gleich zu ſetzen. Nehmen wir nun hierin $\varphi = 0{,}4$, $n = 6$, $\beta = 180°$, alſo $\frac{\beta}{2n} = 15°$, und das Hebelarmverhältniß $\frac{a}{b} = 6$ an, ſo haben wir

$$F = [(1 + 0{,}8 \sin. 15°)^6 - 1] \cdot 6\,G = 12{,}55\,G,$$

und daher das geſuchte Gewicht

$$G = \frac{527{,}04}{12{,}55} = 42 \text{ Pfund.}$$

§. 172. Ein vorzügliches Hülfsmittel zur Regulirung einer Kraft oder Bewegung beſteht in der Anwendung von Gegengewichten (fr. contre-poids, engl. countre poises). In der Regel ſind die Gegengewichte wirkliche Gewichte, welche durch Steigen und Sinken die abſetzende oder veränderliche Wirkung einer Kraft reguliren; man kann aber auch dieſe Gewichte durch den Druck des Waſſers oder der Luft erſetzen, und hat es dann mit ſogenannten hydrauliſchen und pneumatiſchen Gegengewichten oder Balanciers zu thun. Am häufigſten kommen die aus wirklichen Gewichten beſtehenden Gegengewichte vor. Iſt die zu regulirende Bewegung ſtetig kreisförmig, ſo wird das Gegengewicht feſt mit der umlaufenden Welle verbunden; erfolgt hingegen die Bewegung abſetzend geradlinig oder kreisförmig, ſo wirken die Gegengewichte meiſt mittels Hebel oder Rollen auf den in ſeiner Bewegung zu regulirenden Maſchinentheil. Gegengewicht.

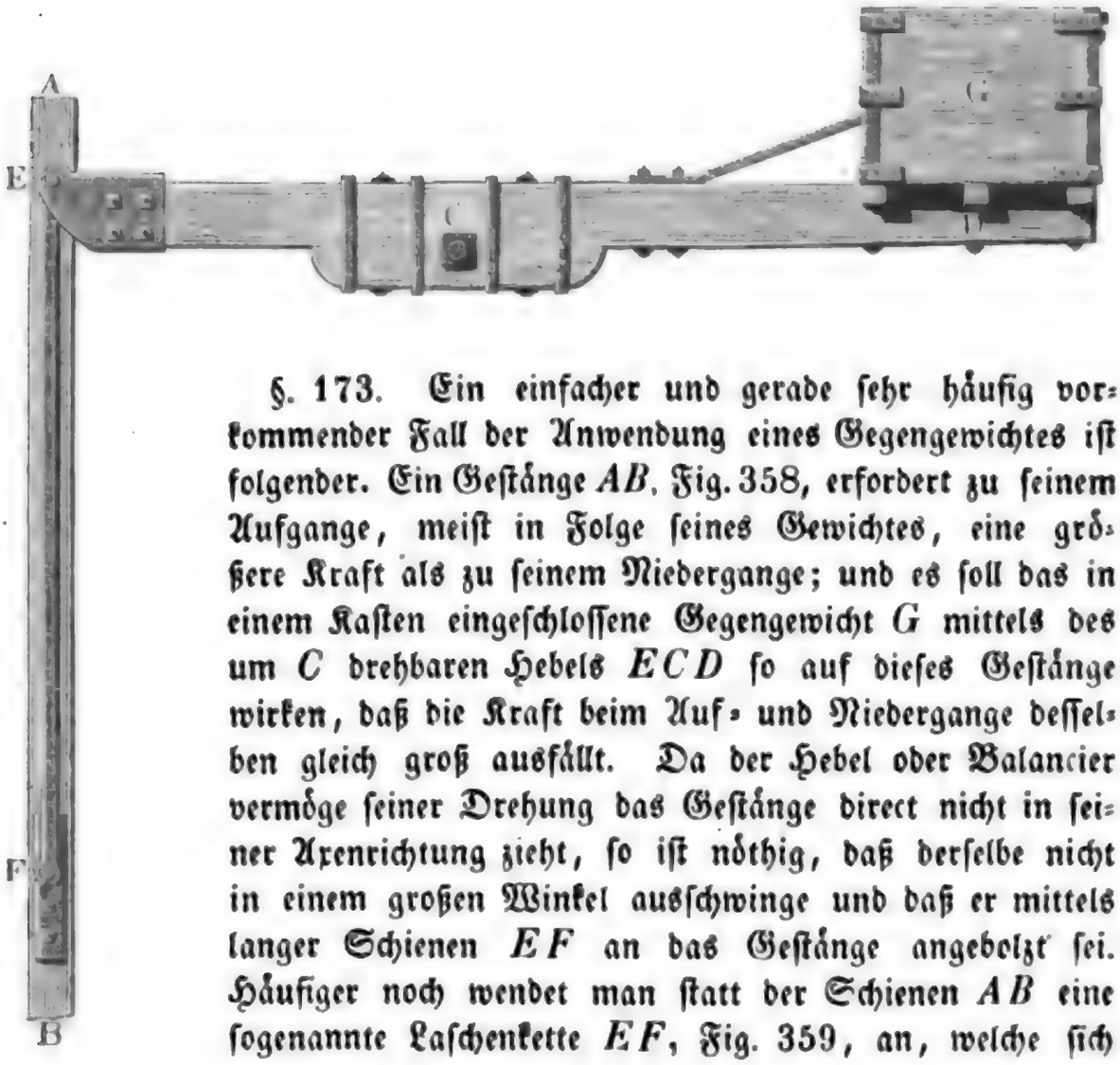
Bei der ſtetigen Kreisbewegung, und vorzüglich bei der Krummzapfenbewegung, iſt nach jeder Umdrehung eine Periode beendigt; es kommt daher auch hier nur darauf an, daß innerhalb derſelben das Gegengewicht ein Mal ſinke und ein Mal ſteige, und zwar erſteres während des Mangels und letzteres während des Ueberſchuſſes an Kraft. Bei der abſetzenden Bewegung in der geraden Linie oder im Kreiſe findet allerdings etwas Aehnliches ſtatt, da hier nach einem Auf- und einem Niedergange eine Periode beendigt iſt, innerhalb welcher das Gegengewicht ein Mal ſteigen und ſinken muß; da aber bei weitem am häufigſten Gegengewichte nur zur Ausgleichung des Gewichtes der Maſchine oder gewiſſer Theile derſelben dienen, ſo muß jedes Gegengewicht eine der Maſchine entgegengeſetzte Bewegung machen, d. i. es muß niederſinken, wenn jene ſteigt, und dagegen emporſteigen, wenn jene niedergeht. Es kann deshalb das Gegengewicht nicht unmittelbar an den auf- und niedergehenden Maſchinentheil, z. B. an das Geſtänge (ſ. III., §. 10), angeſchloſſen werden, ſondern es iſt ein

Digitized by Google

Gegengewichte. zweiarmiger Hebel oder nach Befinden, eine Rolle oder Radwelle nöthig, welche die Bewegungsrichtung des Gegengewichtes in die der Maschine oder des Gestänges umändert. Solche doppelarmige Hebel mit Gegengewichten sind unter dem Namen Gegengewichtsbalanciers bekannt. Ist die auszugleichende Kraft sehr variabel, so reicht vielleicht der fast nur constant wirkende Gegengewichtsbalancier nicht aus, und man nimmt deshalb zu Gegengewichtsketten oder zu Spiraltrommeln mit Gegengewichten, oder zu sogenannten Ausgleichungswagen seine Zuflucht. Diese Vorrichtungen kommen vorzüglich auch bei der Regulirung der stetigen Bewegung in der geraden Linie, z. B. bei der Schachtförderung zur Ausgleichung des veränderlichen Seilgewichtes, zur Anwendung.

Bei doppelten und doppelt wirkenden Kolben-Maschinen ist das Ausgleichen der Gewichte oder Kräfte auch oft durch bloßes Kuppeln, d. i. durch Anwendung eines doppelarmigen Hebels oder Balanciers ohne Gegengewicht zu bewirken. Zwei durch einen Balancier mit einander verbundene Gestänge gleichen sich gegenseitig aus, da sich das eine nicht ohne das andere bewegen kann.

Fig. 358.



Gegengewichtsbalancier.

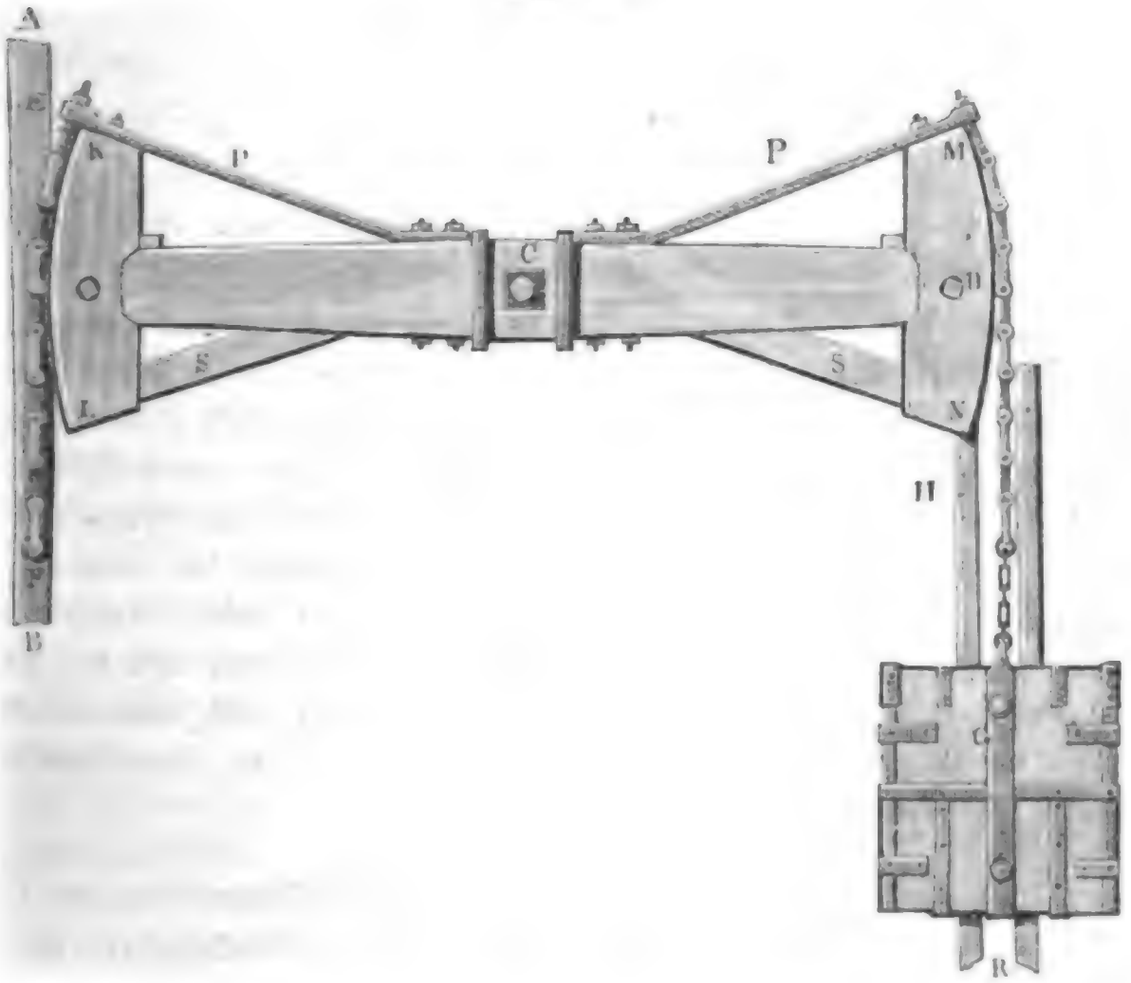
§. 173. Ein einfacher und gerade sehr häufig vorkommender Fall der Anwendung eines Gegengewichtes ist folgender. Ein Gestänge AB, Fig. 358, erfordert zu seinem Aufgange, meist in Folge seines Gewichtes, eine größere Kraft als zu seinem Niedergange; und es soll das in einem Kasten eingeschlossene Gegengewicht G mittels des um C drehbaren Hebels ECD so auf dieses Gestänge wirken, daß die Kraft beim Auf- und Niedergange desselben gleich groß ausfällt. Da der Hebel oder Balancier vermöge seiner Drehung das Gestänge direct nicht in seiner Axenrichtung zieht, so ist nöthig, daß derselbe nicht in einem großen Winkel ausschwinge und daß er mittels langer Schienen EF an das Gestänge angebolzt sei. Häufiger noch wendet man statt der Schienen AB eine sogenannte Laschenkette EF, Fig. 359, an, welche sich

Digitized by Google

während der Schwingung des Balanciers $KLCD$ auf das Cirkelſtück KL am Ende des Hebels auf- und abwickelt. Damit das Gegengewicht G während der Drehung des Balanciers ſeinen Hebelarm CD nicht ändere, iſt daſſelbe ebenfalls mittels Laſchenketten an das andere Ende

Gegengewichtsbalancier.

Fig. 359.



des Balanciers angeſchloſſen. Um die Seitenſchwankungen des Gewichtskaſtens G zu verhindern, erhält derſelbe Seitenwalzen, womit er ſich in einer Spur HR auf- und niederbewegen kann, und um der Verbindung der Cirkelſtücke KL und MN mit dem Waagbaume Haltbarkeit zu verſchaffen, ſind noch Streben SS und Spannſchienen PP aufgeſetzt.

Aus dem Stangenſchub oder Hub s und Schwingungswinkel β des Balanciers, welcher letztere nie über 60 Grad genommen werden ſoll, iſt die Armlänge $CK = CL = a$ leicht zu berechnen. Da ſich bei jedem Spiele ein Kettenſtück von der Länge s auf das Cirkelſtück auf- und abwickelt, ſo iſt

$$s = \frac{\beta^0}{180^0} \cdot \pi a, \quad \text{und daher umgekehrt}$$

$$a = \frac{180^0 \cdot s}{\beta^0 \cdot \pi} = 57{,}296 \frac{s}{\beta^0}.$$

Hat man es dagegen mit der Aufhängung in Fig. 358 zu thun, und

Digitized by Google

Gegengewichtsbalancier.

trifft man hierbei die Einrichtung, daß ſich die Hängeſchiene beim höchſten und tiefſten Stande gleich, und zwar eben ſo viel nach links als beim mittleren Stande des Balanciers nach rechts neigt, ſo hat man wie bei jedem Kreuze und jedem Balancier (S. III., §. 14 und §. 126):

$$s = 2a \sin. \frac{\beta}{2}, \text{ alſo umgekehrt}$$

$$a = \frac{s}{2 \sin. \frac{\beta}{2}}.$$

Den Hebelarm $CD = b$ des Gewichtes nimmt man in der Regel dem Hebelarme a gleich. Wie auch das Geſtänge gegen den Horizont geneigt ſei, immer iſt doch zu fordern, daß der Schwingungswinkel β durch das Perpendikel vom Drehungspunkte C gegen die Geſtängaxe halbirt werde. Iſt die Geſtängaxe vertikal, ſo hat natürlich jenes Perpendikel eine horizontale Lage; und iſt das Geſtänge unter einem Winkel α gegen den Horizont geneigt, ſo hat es eine entgegengeſetzte Neigung von $90^0 - \alpha$ gegen den Horizont. Eine ähnliche Forderung hat man an die Aufhängeweiſe des Gegengewichtes G zu machen; da daſſelbe nur vertikal niederzieht, ſo ſoll der Schwingungsbogen auf dieſer Seite von der Horizontalen durch den Drehungspunkt C halbirt werden und daher der Balancier die Form eines Winkelhebels annehmen, deſſen Arme um den Winkel $90^0 - \alpha$ von einander abweichen.

§. 174. Die Anordnung und Berechnung eines Balanciers mit hängendem Gegengewichte, ſei es ein gerader oder ein Winkelhebel, iſt wie folgt zu vollziehen. Es ſei die Kraft zum Aufziehen des Geſtänges AB, $= Q_1$ und die zum Niederziehen $= Q_2$, alſo die mittlere Kraft zum Auf- und Niedergange:

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2}{2}.$$

Dann iſt die Kraft, mit welcher dem Aufgehen des Geſtänges zu Hülfe zu kommen iſt, und welche auch das Geſtänge bei ſeinem Niedergange zu überwinden hat:

$$P = Q_1 - Q = Q - Q_2, \text{ d. i.}$$

$$P = \frac{Q_1 - Q_2}{2}.$$

Es ſei ferner der Hebelarm $CK = CL$, Fig. 359, auf der Seite des Geſtänges $= a$, und der Hebelarm CD auf der Seite des Gegengewichtes $= b$; und ſetzen wir noch die Größe dieſes Gegengewichtes $= G_1$, ſo haben wir, ohne Berückſichtigung aller Nebenhinderniſſe:

$$Pa = G_1 b,$$

Digitized by Google

alſo das zur Ausgleichung der halben Kraftdifferenz $P = \frac{Q_1 - Q_2}{2}$ nöthige Gegengewicht: Gegengewichtsbalancier.

$$G_1 = \frac{a}{b} P = \frac{a}{b} \cdot \frac{Q_1 - Q_2}{2}.$$

In der Regel beſteht die Kraft zum Aufgange aus einer Laſt R_1 und dem Gewichte G des armirten Geſtänges, und die Kraft zum Niedergange aus einer anderen Laſt R_2 minus dem Gewichte G des Geſtänges, iſt alſo

$$Q_1 = R_1 + G \text{ und}$$
$$Q_2 = R_2 - G$$

zu ſetzen, weshalb denn die erforderliche Größe des Gegengewichtes

$$G_1 = \frac{a}{b}\left(G + \frac{R_1 - R_2}{2}\right) \text{ folgt, und}$$

$$G_1 = \frac{a}{b} G$$

ausfällt, wenn die Kräfte R_1 und R_2 einander gleich ſind.

Iſt der Balancier unſymmetriſch, hat alſo die eine Hälfte ein anderes Moment als die andere, ſo hat man natürlich zu dem Gegengewichte noch das Tarirgewicht, d. i. das vom Schwerpunkte des Balanciers auf den Umfang des Cirkelſtückes reducirte Gewicht des leeren Balanciers zu addiren.

Die Reibung am Zapfen oder Walzeiſen C verändert die Kräfte Q_1 und Q_2 zum Auf- und Niederziehen des Geſtänges nur wenig. Iſt G_2 das ganze Gewicht des armirten, jedoch unbelaſteten Gegengewichtsbalanciers, φ der Reibungscoefficient und r der Halbmeſſer des Zapfens, ſo hat man die auf den Umfang des Cirkelſtückes KL oder auf die Geſtängaxe reducirte Zapfenreibung: $F = \varphi \frac{r}{a} (P + G_1 + G_2)$.

Da dieſelbe ſowohl bei dem Aufgang als auch bei dem Niedergang des Geſtänges zu überwinden iſt, ſo erfordert ſie natürlich keine Ausgleichung, und iſt alſo auch ohne Einfluß auf die Größe des Gegengewichtes. Wohl aber giebt die Zapfenreibung Veranlaſſung zu einem Arbeitsverluſte, der bei jedem Auf- oder Niedergange $Fs = \varphi \frac{r}{a} (P + G_1 + G_2)\, s$, und daher, bei n Spielen pro Minute in der Secunde,

$$L = \frac{n}{60} \cdot 2Fs = \frac{n}{30} \cdot \varphi \frac{r}{a} (P + G_1 + G_2)\, s \text{ beträgt.}$$

Daſſelbe Verhältniß findet ſtatt bei der nach I., §. 177 zu berechnenden Kettengliederreibung.

Die Trägheit des Geſtänges wird durch die des Balanciers noch vergrößert. Iſt T das Trägheitsmoment des unbelaſteten Balanciers, ſo hat

Gegengewichtsbalancier.

man das Trägheitsmoment des belasteten $= T + G_1 b^2$, und daher die träge Masse des Balanciers, auf die Gestängaxe reducirt:

$$M_1 = \frac{T + G_1 b^2}{G a^2}.$$

Diese träge Masse übt nur ihren Einfluß auf den Gang oder die Geschwindigkeit der Maschine, keinesweges aber auf die mechanische Arbeit derselben aus, da die Kraft, welche am Anfange des Auf- oder Niederganges zur Ueberwindung der Trägheit des Balanciers erfordert wird, gegen Ende desselben, während dieser allmälig zur Ruhe übergeht, wieder gewonnen wird.

Beispiel. Ein sogenanntes Kunstgestänge hat das Gewicht $G = 20000$ Pfund, und seine Pumpenlast beträgt beim Aufgange 40000 Pfund, beim Niedergange aber nur 8000 Pfund, welches Gegengewicht erfordert dasselbe zu seiner Ausgleichung? Wenden wir einen ganz symmetrischen Balancier mit hängendem Gegengewichte an, und lassen wir denselben nur 50° schwingen, so haben wir bei dem Hube $s = 5$ Fuß die erforderliche Armlänge $a = b = 57{,}296 \cdot {}^5/_{50} = 5{,}730$ Fuß, und das nöthige Gegengewicht:

$$G_1 = G + \frac{R_1 - R_2}{2} = 20000 + \frac{40000 - 8000}{2} = 36000 \text{ Pfd.}$$

Wiegt der unbelastete Balancier 4000 Pfund (G_2), so hat das Walzeisen nach III., §. 15, die Stärke:

$$d = 2r = 0{,}030 \sqrt{\frac{2\,G_1 + G_2}{2}} = 0{,}030 \sqrt{38000} = 5{,}85 \text{ Zoll},$$

wofür wir jedoch 6 Zoll nehmen wollen. Die Reibung an dieser Axe ist nun, wenn wir $\varphi = 0{,}075$ setzen:

$$F = \varphi \frac{r}{a} (2 G_1 + G_2) = 0{,}075 \cdot \frac{1 \cdot 76000}{4 \cdot 5{,}73} = 248{,}7 \text{ Pfund},$$

und der entsprechende Arbeitsverlust pro Spiel:

$$2 F s = 10 \cdot 248{,}7 = 2487 \text{ Fußpfund},$$

oder pro Secunde, wenn das Gestänge in der Minute 5 Spiele macht:

$$L = \frac{n}{60} \cdot 2 F s = \frac{2487}{12} = 207{,}25 \text{ Fußpfund}.$$

§. 175. Wenn das Gegengewicht fest mit dem Balancier verbunden ist, so findet keine vollständige Ausgleichung statt, da sich dann der Hebelarm, und also auch das Moment des Gegengewichtes, mit der Drehung des Balanciers ändert. Nehmen wir an, daß der Schwerpunkt S des belasteten Balanciers DCE, Fig. 360, beim halben Hube mit der Drehungsaxe C in gleichem Niveau sich befinde, daß er also bei jeder Schwingung um $SCS_1 = \frac{\beta}{2}$ steige und um $SCS_2 = \frac{\beta}{2}$ sinke.

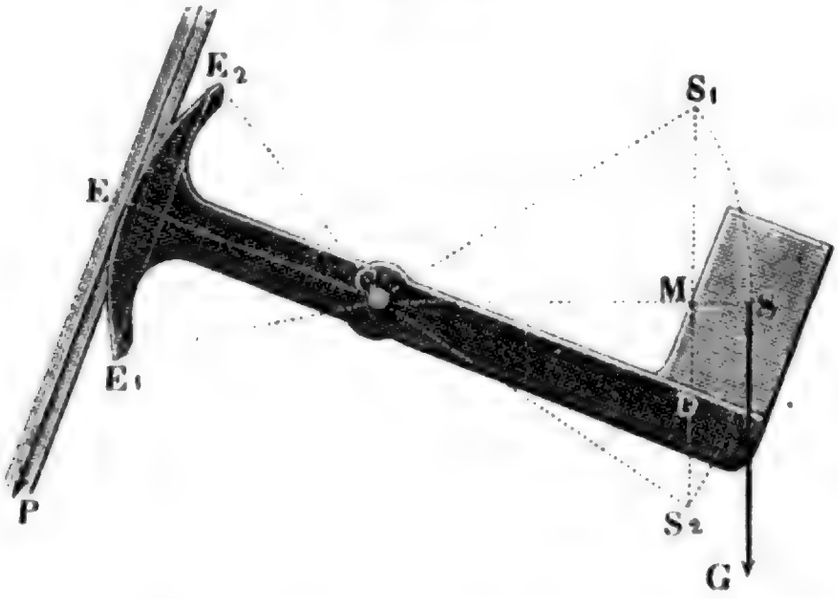
Ist dann wieder der Hebelarm $CS = CS_1 = CS_2$ des Gegengewichtes G_1, $= b$, so haben wir den in der Vertikale zu messenden Weg von G_1:

$$S_1 S_2 = 2 S_1 M = 2 CS_1 \cdot \sin. S_1 CM = 2 b \sin. \frac{\beta}{2},$$

Digitized by Google

und daher die Arbeit des Gewichtes G bei einer Schwingung $G_1 \cdot \overline{S_1 S_2}$ Gegengewichtsbalancier.
$= 2 G_1 b \sin. \frac{\beta}{2}$. Der gleichzeitige Weg des Geſtänges iſt aber $s = a\beta$ wenn a den Hebelarm $CE = CE_1 = CE_2$ des Geſtänges

Fig. 360.



bezeichnet, folglich iſt der mittlere Werth der Kraft, mit welcher das Gegengewicht dem aufgehenden Geſtänge zu Hülfe kommt:

$$P = \frac{2 G_1 b \sin. \frac{\beta}{2}}{s} = \frac{2 G_1 b \sin. \frac{\beta}{2}}{a\beta},$$

annähernd, da $\sin. \frac{\beta}{2} = \frac{\beta}{2} - \frac{1}{6}\left(\frac{\beta}{2}\right)^3$ (ſ. Ingenieur, S. 225) geſetzt werden kann:

$$P = (1 - \tfrac{1}{24}\beta^2)\ \frac{b}{a}\ G_1.$$

Da in der Hubmitte der Hebelarm von G_1, $CS = b$, und an den Hubenden derſelbe $CS_1 = CS_2 = b \sin. \frac{\beta}{2}$ iſt, ſo fällt der Werth dieſer Kraft im erſten Falle:

$$P_1 = \frac{b}{a}\ G_1, \text{ und in den beiden letzten Fällen:}$$

$$P_2 = \frac{b}{a}\ G_1 \sin. \beta \text{ aus.}$$

Um die den Stangenkräften Q_1 und Q_2 entſprechende Größe des Gegengewichtes zu finden, müſſen wir in der Formel

$$G_1 = \frac{a}{b}\left(\frac{Q_1 - Q_2}{2}\right) \text{ des vorigen §. 174, ſtatt}$$

Digitized by Google

Gegengewichtsbalancier.

$$\frac{b}{a},\ (1-{}^1/_{24}\beta^2)\,\frac{b}{a},\ \text{alſo ſtatt}\ \frac{a}{b},\ (1+{}^1/_{12}\beta^2)\,\frac{a}{b}$$

ſetzen, ſo daß wir nun für den Balancier mit feſtem Gegengewichte den größeren Werth

$$G_1=(1+{}^1/_{24}\beta^2)\cdot\frac{a}{b}\cdot\frac{Q_1-Q_2}{2}=\left[1+{}^1/_{24}\left(\frac{s}{a}\right)^2\right]\frac{a}{b}\cdot\frac{Q_1-Q_2}{2}$$

erhalten.

Für $\beta^0=60^0$ oder $\beta=1{,}0472$ iſt z. B. die Größe des Gegengewichtes

$$G_1=1{,}0457\,\frac{a}{b}\left(\frac{Q_1-Q_2}{2}\right),$$

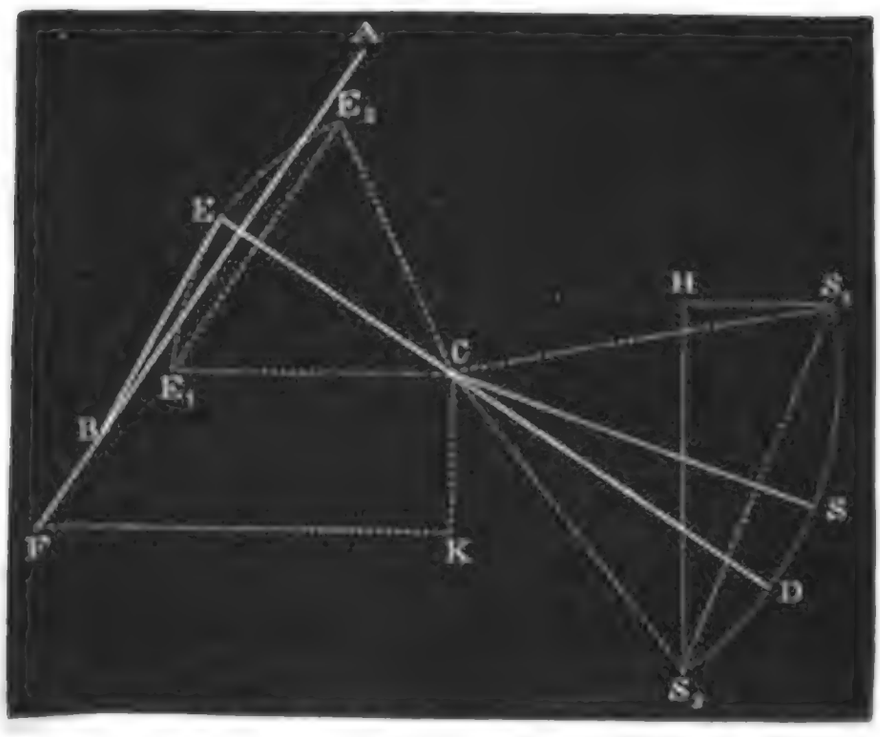
d. i. über $4^1/_2$ Procent größer, als wenn das Gegengewicht aufgehangen wäre.

Iſt das Geſtänge nicht durch Ketten, ſondern durch Hängeſchienen, wie in Fig. 358, mit dem Balancier verbunden, ſo hat man den Hub s nicht dem Bogen $E_1 E E_2$, ſondern der Sehne $E_1 E_2$ gleich, d. i. $s=2a\,sin.\frac{\beta}{2}$, zu ſetzen, und dann bleibt allerdings:

$$G_1=\frac{a}{b}\left(\frac{Q_1-Q_2}{2}\right).$$

Anmerkung. Die mittlere Kraft P, mit welcher das Gegengewicht G_1 den Aufgang des Geſtänges befördert, hängt natürlich von der Lage des Schwerpunktes des Balanciers ab. Wir haben oben angenommen, daß er beim halben Hube mit der Drehungsaxe in einerlei Höhe liege; ſetzen wir aber im Folgenden, der Allgemeinheit wegen, eine andere Lage dieſes Punktes voraus. Nehmen wir wieder an, daß das Geſtänge AB, Fig. 361, unter dem Winkel $AFK=\alpha$

Fig. 361.



Digitized by Google

gegen den Horizont geneigt sei, also die Längenare DE des Balanciers beim halben Hube von der Vertikalen CK ebenfalls um $KCS = \alpha$ abweiche. Setzen wir ferner den Abstand CS des Schwerpunktes S des Balanciers von der Drehungsare C, $= b$ und den Winkel SCD, um welchen CS von der Längenare CD abweicht, $= \delta$. Ist nun wieder $ECE_1 = ECE_2 = SCS_1 = SCS_2 = \frac{\beta}{2}$, so haben wir die Sehne $S_1 S_1 = 2b \sin. \frac{\beta}{2}$, und ihre Abweichung $HS_1 S_2$ vom Horizont, $= KCS = KCD + DCS = \alpha + \delta$. Es ist daher der Weg des Schwerpunktes oder des Gegengewichtes G_1 bei jedem Auf- oder Niedergange, $S_2 H = S_1 S_2 \sin. HS_1 S_2 = 2b \sin. \frac{\beta}{2} \sin. (\alpha + \delta)$, und die mittlere Kraft, mit welcher G_1 das Gestänge aufzieht,

Gegengewichtsbalancier.

$$P = \frac{2 G_1 b \sin. \frac{\beta}{2} \sin. (\alpha + \delta)}{s} = (1 - {}^1/_{24} \beta^2) \frac{b}{a} G_1 \sin. (\alpha + \delta).$$

Macht man $\alpha + \delta = 90°$, also $\delta = 90° - \alpha$, d. i. legt man CS horizontal, so fällt natürlich P am größten, und zwar, wie oben im Haupttext,

$$P = (1 - {}^1/_{24} \beta^2) \frac{b}{a} G_1 \text{ aus.}$$

Die den Stangenkräften Q_1 und Q_2 entsprechende Größe des Gegengewichtes ist für unseren allgemeinen Fall:

$$G_1 = \left[1 + {}^1/_{24} \left(\frac{s}{a}\right)^2\right] \frac{a}{b} \cdot \frac{Q_1 - Q_2}{2 \sin. (\alpha + \delta)},$$

oder wenn das Gestänge durch Stangen an den Balancier angeschlossen ist,

$$G_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{Q_1 - Q_2}{2 \sin. (\alpha + \delta)}.$$

§. 176. Wir wissen schon aus dem zweiten Theile (s. II., §. 232), daß man die Kraft eines Gegengewichtes durch den hydrostatischen Druck einer Wassersäule, also überhaupt den Gewichtsbalancier durch einen hydraulischen Balancier ersetzen kann. Bei Anwendung dieses Apparates an Wassersäulenmaschinen bedurfte es nur einer Verlängerung des Ausgußrohres nach oben, um eine den Aufgang des Treibekolbens und des damit verbundenen Gestänges unterstützende und den zu schnellen Niedergang desselben hemmende Kraft zu erhalten; in anderen Fällen ist es hingegen nothwendig, einen besonderen Kolben zur Aufnahme des Wasserdruckes herzustellen. Eine Skizze von einem solchen hydraulischen Balancier führt Fig. 362 (a. f. S.) vor Augen. Die drückende Wassersäule ist von der Röhre ABC eingeschlossen und der den Wasserdruck aufnehmende und mit dem Gestänge ES fest verbundene Mönchskolben KL bewegt sich in dem Stiefel oder Cylinder $CCDD$. Damit die Kraft P, mit welcher der Kolben vom Wasser aufwärts getrieben wird, nicht excentrisch auf das Gestänge ES wirke und dasselbe zur Seite ziehe, ist es zweckmäßig, dasselbe so zu gabeln, daß es den Stiefel CD sammt Kolben KL und Kolbenstange LE umfaßt. Ist F der Querschnitt des Kolbens

Hydraulischer Balancier.

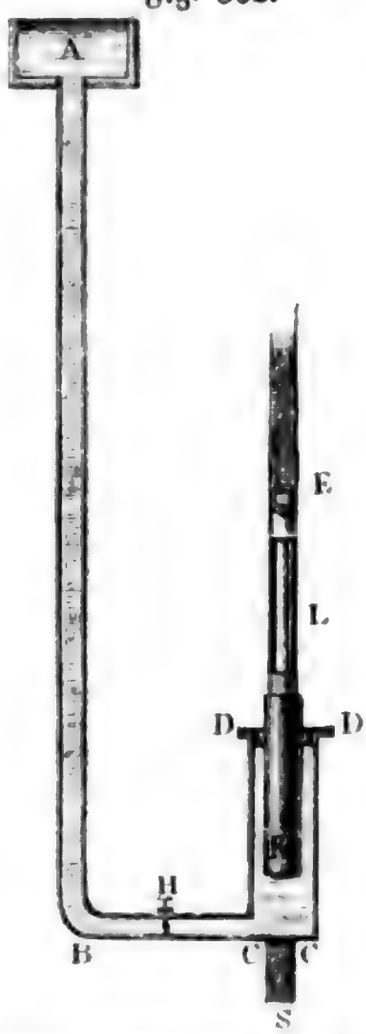
Digitized by Google

Hydraulischer Balancier.

und h die senkrechte Höhe der Kolbenfläche beim mittleren Stande des Kolbens unter dem Wasserspiegel im Speisereservoir A, so hat man die Kraft, mit welcher der hydraulische Balancier in der Arenrichtung auf das Gestänge wirkt, $P = Fh\gamma$, oder wenn F in Quadratfuß und h in Fuß gegeben ist,

$$P = 66\,Fh \text{ Pfund.}$$

Fig. 362.



Noch nimmt aber die Kolbenreibung einen ansehnlichen Theil hiervon in Anspruch, und es ist mit Berücksichtigung derselben nach II., §. 235, bei der Breite b der Liderung und dem Durchmesser d des Kolbens,

$$P = \left(1 - 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) Fh\gamma \text{ zu setzen.}$$

Die übrigen hydraulischen Hindernisse lassen sich wie die einer Wassersäulenmaschine beurtheilen, und sind auch bei einer Weite $d_1 = \frac{1}{2}d$ der Röhren und einer kleinen Kolbengeschwindigkeit von 1 bis 2 Fuß klein genug, um sie außer Acht lassen zu können.

Der hydraulische Balancier hat den Vortheil der Einfachheit und Raumersparniß vor dem Gewichtsbalancier, dagegen ist er aber auch mechanisch unvollkommener, da die Kolbenreibung viel mehr Kraft verzehrt als die Zapfen- und Kettenreibung des Gewichtsbalancier. Ueberdies hat der Gewichtsbalancier den großen Vorzug, daß man durch Zulegen oder Wegnehmen von Gewichten die Kraft P desselben nach Bedürfniß leicht verändern kann, wogegen bei dem hydraulischen Balancier durch Stellung der Regulirungsklappe H nur Kraft vernichtet aber nicht geschaffen werden kann, vielmehr hierzu, wenn der Druck des Wassers bei völlig geöffneter Klappe nicht mehr ausreicht, eine Verlängerung der Wassersäule nach oben nöthig ist. Ist ζ der der Stellung des Hahnes oder der Klappe H entsprechende Widerstandscoefficient, d der Durchmesser des Kolbens, d_1 die Weite der Röhre und v die Geschwindigkeit des Kolbens, so hat man (nach I., §. 377 und II., §. 237) den Theil der Druckhöhe h, welcher durch den Durchgang des Wassers durch diesen Regulirungsapparat verloren geht,

$$h_1 = \zeta \cdot \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \cdot \frac{v^2}{2g},$$

und den entsprechenden Arbeitsverlust pro Secunde:

$$L_1 = Q h_1 \gamma = \zeta \cdot \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\pi d^2}{4} v\gamma = \frac{\pi}{4}\zeta\gamma \cdot \frac{d^6}{d_1^4} \cdot \frac{v^3}{2g} \cdot$$

Digitized by Google

Pneumatischer Balancier.

Anmerkung. Man kann sich endlich auch statt der drückenden Wassersäule AB der comprimirten Luft bedienen, welche man in einem **Windkessel** einschließt, der mit dem Cylinder CD communicirt. Da das Entweichen der Luft nicht ganz vermieden werden kann, so ist es nöthig, eine kleine Luftpumpe anzuwenden, welche neue Luft zupumpt und dabei die Spannung im Windkessel auf einer gewissen Höhe erhält. Die Kraft P, mit welcher ein solcher **pneumatischer Balancier** dem aufgehenden Gestänge zu Hülfe kommt, ist allerdings variabel, um indessen die Veränderlichkeit dieser Kraft möglichst herabzuziehen, ist es nöthig, den Windkessel viel größer zu machen als den Cylinderraum.

Ist V das Volumen des Windreservoirs sammt Communicationsrohr und p die Pressung der Luft in demselben beim tiefsten Kolbenstande, ferner F die Kolbenfläche und s der Kolbenhub, so haben wir die Pressung der Luft beim höchsten Kolbenstande, dem Mariotteschen Gesetze zu Folge, $p_1 = \frac{Vp}{V+Fs}$, und die verrichtete Arbeit der comprimirten Luft während der Kolbenbewegung (s. I., §. 330)

$$L = Vp \; Log.\,nat. \left(\frac{p}{p_1}\right) = Vp \; Log\; nat. \left(\frac{V+Fs}{V}\right).$$

Ist der atmosphärische Druck gegen die Außenfläche des Kolbens pro Quadratzoll p_0, also im Ganzen Fp_0, so müssen wir noch die Arbeit $Fp_0 s$ in Abzug bringen, so daß wir nun

$$L = Vp \; Log.\,nat. \left(\frac{V+Fs}{V}\right) - Fp_0 s,$$

und die mittlere Kraft dieses pneumatischen Balanciers

$$P = \frac{L}{s} = \frac{Vp}{s} \; Log.\,nat \left(\frac{V+Fs}{V}\right) - Fp_0.$$

oder mit Berücksichtigung der Kolbenreibung,

$$P = \frac{Vp}{s} \; Log.\,nat \left(\frac{V+Fs}{V}\right) - Fp_0 - 4q\,\frac{b}{d}\,F\,(p-p_0)$$

(s. II., § 373) erhalten.

Ist $\frac{Fs}{V}$ klein, so kann man

$$Log.\,nat. \left(\frac{V+Fs}{V}\right) = \frac{Fs}{V} - \tfrac{1}{2}\left(\frac{Fs}{V}\right)^2$$

(s. »Ingenieur«, Seite 136) setzen, und es ist sonach einfacher

$$P = \left(1 - 4q\,\frac{b}{d}\right) F\,(p-p_0) - \tfrac{1}{2}\,\frac{Fs}{V}\,.\,Fp.$$

Beim Niedergang des Gestänges ist natürlich die Reibung ebenfalls hinderlich, und daher

$$P = \left(1 + 4q\,\frac{b}{d}\right) F\,(p-p_0) - \tfrac{1}{2}\,\frac{Fs}{V}\,.\,Fp.$$

Beispiel. Wenn verlangt wird, den im Beispiele zu §. 174 behandelten Gewichtsbalancier durch einen hydraulischen oder gar durch einen pneumatischen Balancier zu ersetzen, so haben wir folgende Rechnungen anzustellen. Die erforderliche Kraft P zum Ausgleichen ist 36000 Pfund, steht uns daher eine Wassersäule von 100 Fuß Höhe zu Gebote, so bedürfen wir für den Treibekolben einen

Querschnitt $F = \frac{P}{66\,h} = \frac{36000}{6600} = 5{,}454$ Quadratfuß, oder einen

Durchmesser $d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 2{,}635$ Fuß $= 31{,}62$ Zoll.

Digitized by Google

Pneumatischer Balancier.

Nehmen wir $4\varphi \frac{b}{d} = 0{,}1$ an (s. II., §. 235), so erhalten wir die durch die Kolbenreibung verlorengehende Arbeit pro Spiel

$$4\varphi \frac{b}{d} Fh\gamma . 2s = 0{,}1 . 5{,}454 . 100 . 66 . 8 = 28797 \text{ Fußpfund},$$

d. i. pro Secunde: $L = \frac{5}{60} . 28797 = 2398$ Fußpfund $= 4{,}7$ Pferdekräfte.

Wenden wir hingegen einen pneumatischen Balancier an, in welchem die Luft auf 10 Atmosphären gespannt wird, und fordern wir, daß sich die Spannung beim Aufgange des Kolbens höchstens um $^1/_8$ ihres anfänglichen Werthes vermindere, so haben wir für die Kolbenfläche, beim Hube $s = 4$ Fuß,

$$F = \left(\frac{p}{p_1} - 1\right) \frac{V}{s} = (^8/_7 - 1) \frac{V}{4} = \frac{V}{28},$$

und daher für die Größe V des Windkessels, da $p = 10\,p_0$ und

$$P = \frac{Vp}{s} \textit{Log. nat.} \left(\frac{p}{p_1}\right) - Fp_0 = (10 \textit{ Log. nat. } ^8/_7 - ^1/_7) \frac{Vp_0}{4}$$

$$= (1{,}3553 - 0{,}1429) \frac{Vp_0}{4} = 0{,}3031\, Vp_0 \text{ ist},$$

$$V = \frac{P}{0{,}3031\, p_0} = \frac{36000}{0{,}3031 . 144 . 15{,}1} = \frac{36000}{659{,}06} = 54{,}62 \text{ Cubikfuß}.$$

Hiernach bestimmt sich die wirkliche Größe der Kolbenfläche

$$F = \frac{V}{28} = 1{,}950 \text{ Quadratfuß},$$

und daher der Durchmesser derselben

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}575 \text{ Fuß} = 18{,}9 \text{ Zoll}.$$

Die Leistung, welche durch die Kolbenreibung bei diesem Ausgleichungsmittel verloren geht, ist pro Spiel

$$4\varphi \frac{b}{d} F(p - p_0) . 2s = 0{,}1 . 1{,}95 . 9 . 144 . 15{,}1 . 8 = 30526 \text{ Fußpfund},$$

also pro Secunde:

$$L = \frac{30526}{12} = 2544 \text{ Fußpfund, d. i. nahe 5 Pferdekräfte.}$$

Der Gewichtsbalancier verliert nach der Rechnung des Beispieles im §. 174 nur 207,25 Fußpfund, d. i. über 12mal weniger durch die Reibung.

Zugbrücken.

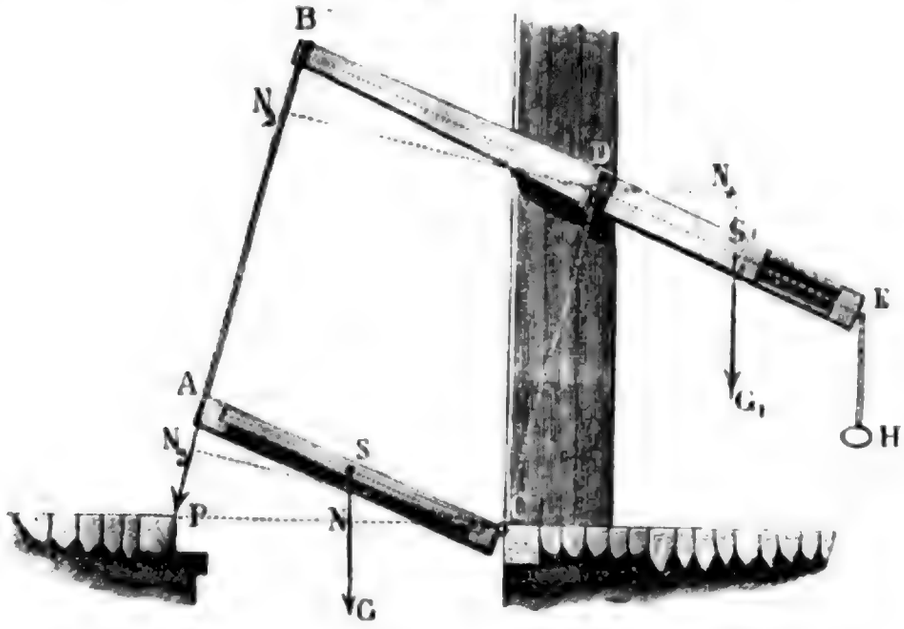
§. 177. Sehr mannigfaltige Gegengewichtsapparate kommen bei den sogenannten Zugbrücken (franz. ponts lévis; engl. draw-bridges) in Anwendung. Von den vorzüglichsten Constructionen dieser Art sei daher zunächst noch die Rede.

Die einfachste Zugbrücke ist die mit Schlagbäumen. Die Brücke CA, Fig. 363, ist hier um die Angeln C drehbar, und mit Ketten AB an den Schwengel oder Schlagbaum BDE aufgehangen. Wird nun das Ende des letzteren mittels einer Handhabe oder Kette H niedergezogen, so steigt das Ende B derselben empor und es schlägt sich die Brückenbahn auf. Das Hauptaugenmerk bei Construction einer solchen Brücke ist darauf zu richten, daß sich dieselbe in allen Richtungen von selbst das Gleichgewicht

Digitized by Google

halte und daher beim Auf- und Niederlaſſen nur eine Kraft zur Ueberwin- Zugbrücken.
dung der Reibungen erfordere. Wenn die Dreharen C und D und die Auf-

Fig. 363.



hängepunkte A und B die vier Eckpunkte eines Parallelogrammes bilden, wenn alſo bei jeder Stellung der Brücke AB parallel CD und AC parallel BD bleibt, alſo auch der Neigungswinkel α von CA gegen den Horizont ſtets derſelbe iſt wie der von DB oder DE, ſo wird das einmal hergeſtellte Gleichgewicht durch die Drehung der Brücke nicht geſtört werden, denn iſt G das im Schwerpunkte S niederziehende Gewicht der Brücke und G_1 das im Schwerpunkte S_1 niederziehende Gewicht des Schlagbaumes, ſo haben wir für den Gleichgewichtszuſtand

$$G_1 \overline{DN_1} = P \,.\, \overline{DN_2} = P \,.\, \overline{CN_3} = G \,.\, \overline{CN}, \text{ oder}$$
$$G_1 \,.\, \overline{DS_1} \cos.\alpha = G \,.\, \overline{CS} \cos.\alpha, \quad \text{d. i.}$$
$$G_1 \,.\, \overline{DS_1} = G \,.\, \overline{CS};$$

es iſt folglich die Größe des Gegenwichtes $G_1 = \dfrac{\overline{CS}}{\overline{DS_1}} \,.\, G$ gar nicht vom Neigungswinkel abhängig, und es wird alſo auch bei allen Neigungen der Brücke dieſes Gegengewicht dem Gewichte der Brücke das Gleichgewicht halten.

Da während des Aufklappens der Brückenbahn der Hebelarm CN des Brückenbahngewichtes G allmälig immer kleiner und kleiner wird, ſo erfordert alſo auch dieſes Aufklappen ein allmälig abnehmendes Kraftmoment; will man daher ſtatt des Schwengels oder Schlagbaumes BE ein wirkliches Gegengewicht in Anwendung bringen, ſo muß man entweder dieſes Gewicht ſelbſt, oder den Hebelarm deſſelben veränderlich machen.

Nach dem erſten Principe iſt die Zugbrücke von Poncelet, und nach dem zweiten Principe die von Derché conſtruirt. Bei den Poncelet'ſchen

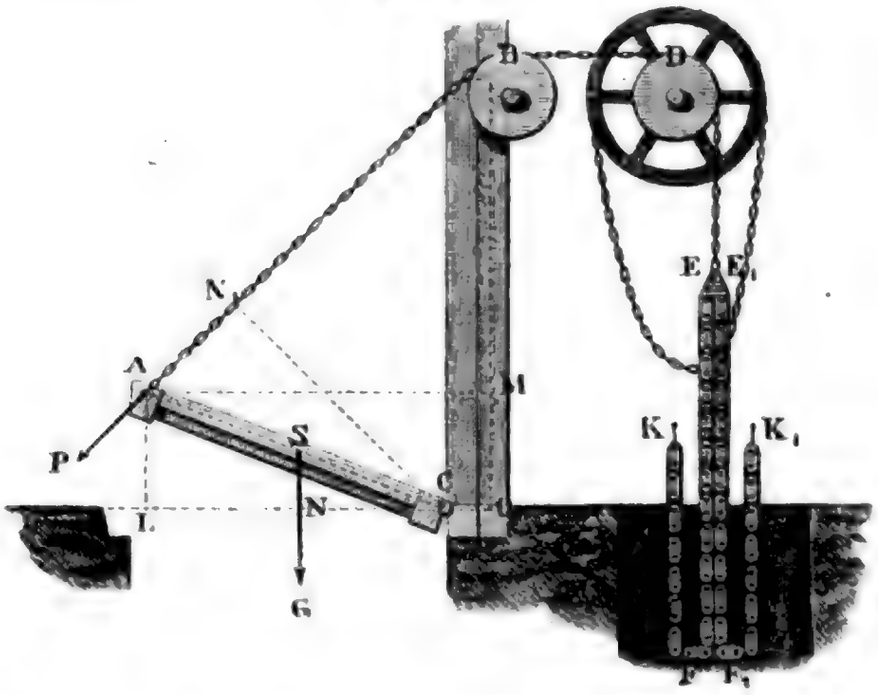
Digitized by Google

Zugbrücken. Zugbrücken besteht das Gegengewicht in einer Kette, welche mit dem unteren Ende an einem festen Punkte aufgehangen und an dem oberen Ende mit der Kette zum Aufziehen der Brücke verbunden ist. Wenn sich nun beim Aufgange der Brücke das obere Kettenende immer mehr und mehr herabsenkt, so kommen gleichzeitig immer mehr und mehr Kettenglieder unter das feste Ende der Kette zu hängen, die nun vom festen Aufhängepunkt getragen werden und folglich nichts mehr zum Aufziehen der Brücke beitragen. Auf diese Weise vermindert sich also auch die Zugkraft immer mehr und mehr, je höher die Brücke steigt. Bei der Zugbrücke von Derché hingegen ist das Gegengewicht an einem Excentrik oder einem Spiralgange aufgehangen, um dessen Welle sich die Kette zum Aufziehen der Brücke wickelt, während das Gewicht niedersinkt.

Anmerkung. Man kann auch das Gegengewicht auf einer krummlinigen Bahn, deren Neigung von oben nach unten allmälig abnimmt, herabsinken lassen. Da das Bestreben zum Herabgleiten mit dem Neigungswinkel einer schiefen Ebene wächst und abnimmt, so ist es möglich, daß das Gegengewicht bei jedem Stande der Brückenklappe das Gleichgewicht hält. Es gehören hierher die Zugbrücken mit der Sinuslinienbahn von Belidor und Delile. Hierüber ist nachzulesen: Hülsse's allgemeine Maschinenencyklopädie, Band II., Artikel »bewegliche Brücken«, dann Poncelet's Cours de mécanique appl aux machines, deutsch von Schnuse, und Sganzins' Cours de constructions.

§. 178. Eine Poncelet'sche Zugbrücke mit Ausgleichungskette ist in Fig. 364 abgebildet. Es ist hier CA die um C drehbare Brückenbahn,

Fig. 364.



$ABDE$ die über eine Leitrolle B hin- und an der Trommel D herablaufende Zugkette, und EFK, $E_1F_1K_1$ stellen die daran hängenden Gleichgewichtsketten vor, welche mit den unteren Enden an den festen Punkten K

Digitized by Google

und K_1 aufgehangen ſind. Leicht iſt zu ermeſſen, wie ſich das Gewicht dieſer Kette mit dem Gewichte G der Brücke ins Gleichgewicht ſetzen kann. Zugbrücken.

Setzen wir den Abſtand des Schwerpunktes S der Brücke von der Drehungsaxe C, $= a$, und den Abſtand des Angriffspunktes A der Ketten von eben dieſer Axe $= b$, ferner den allmälig von 0 bis 90^0 wachſenden Umdrehungswinkel $ACL = \alpha$ und den Winkel BAC, welchen die Kettenaxe mit der Längenaxe der Brücke einſchließt, $= \psi$, ſo haben wir die Hebelarme der Kräfte G und P:

$$CN = CS\ cos.\ \alpha = a\ cos.\ \alpha \quad \text{und}$$
$$CN_1 = CA\ sin.\ \psi = b\ sin\ \psi,$$

und es iſt daher die Zugkraft der Kette $ABDE$:

$$P = \frac{G\,a\ cos.\ \alpha}{b\ sin.\ \psi}.$$

Um den Winkel ψ durch den Umdrehungswinkel α auszudrücken, führen wir den Hilfswinkel $BAM = \beta$ ein, ſetzen alſo $\psi = \alpha + \beta$, und beſtimmen nun β auf folgende Weiſe. Es iſt

$$BM = BO - MO = BO - AL \quad \text{und}$$
$$AM = CO + LC, \quad \text{folglich}$$
$$tang.\ \beta = tang.\ BAM = \frac{BM}{AM} = \frac{BO - AL}{CO + LC}$$
$$= \frac{h - b\ sin.\ \alpha}{c + b\ cos.\ \alpha},$$

wofern wir die Höhe BO des Berührungspunktes B der Kette mit der Leitrolle über der Drehungsaxe C durch h, und den Horizontalabſtand CO dieſer Punkte von einander durch c bezeichnen.

Für die niedergelaſſene Brücke iſt $\alpha = 0$, daher hat man hier

$$tang.\ \beta = \frac{h}{b + c} \quad \text{und} \quad P = \frac{G\,a}{b\ sin.\ \beta} = \frac{G\,a\sqrt{(b+c)^2 + h^2}}{b\,h};$$

für die aufgezogene Brücke hingegen iſt $\alpha = 90^0$, daher $tang.\ \beta = \frac{h - b}{c}$ und $P = 0$ zu ſetzen. Soll nun die Ausgleichungskette für dieſe zwei Stellungen der Brückenbahn das Gleichgewicht herſtellen, ſo muß man ihr eine Länge

$$EF + FK = E_1F_1 + F_1K_1 = \sqrt{(b + c)^2 + h^2}$$

und ein Gewicht

$$G_1 = P = \frac{G\,a\sqrt{(b + c)^2 + h^2}}{b\,h}$$

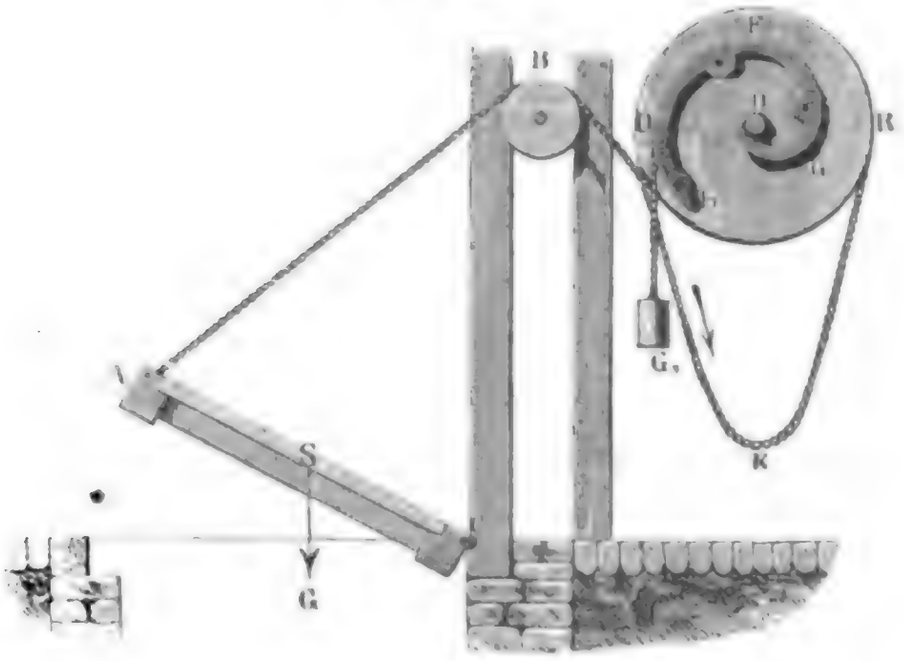
geben, alſo jede Längeneinheit derſelben $\frac{G\,a}{b\,h}$ wiegen laſſen.

Will man auch bei den Zwiſchenſtellungen ausgleichen, ſo muß man die

Zugbrücken. Kettenglieder ungleich ſchwer machen, und zwar von oben nach unten allmälig ſchwerer werden laſſen. Die obigen Formeln reichen übrigens vollkommen aus, um die Anordnung der Kette dieſer Forderung entſprechend zu bewerkſtelligen. Wir nehmen für α eine ſteigende Reihe von Werthen, z. B. $\alpha = 0^0, 10^0, 20^0, 30^0$ u. ſ. w. an, berechnen mit Hilfe der obigen Formel die entſprechenden Werthe von β und $\psi = \alpha + \beta$, und hieraus wieder die entſprechenden Kraftwerthe P, und endlich auch noch jedesmalige Länge des Kettenſtückes AB, nämlich $l = \sqrt{(c + b\cos.\alpha)^2 + (h - b\sin.\alpha)^2}$. Iſt nun P, P_1, P_2, P_3, P_4 u. ſ. w. die Reihe der Kraftwerthe und l, l_1, l_2, l_3, l_4 u. ſ. w. die Reihe der Kettenlängen AB, ſo hat man die den Stücken $l_1 - l$, $l_2 - l_1$, $l_3 - l_2$, $l_4 - l_3$ u. ſ. w. der Ausgleichungskette (von den feſten Punkten K oder K_1 ausgegangen) zu gebenden Gewichte: $P_1 - P$, $P_2 - P_1$, $P_3 - P_2$, $P_4 - P_3$ u. ſ. w.

Die weſentliche Einrichtung einer Zugbrücke mit Excentrik iſt aus Fig. 365 zu erſehen. Hier wickelt ſich die Kette ABE, womit die Brücke

Fig. 365.



AC aufgezogen wird, auf eine Trommel EFR, welche mittels einer Kette K ohne Ende um ihre Axe D umgedreht werden kann. Mit dieſer Trommel iſt der Spiralgang EFG verbunden, um welchen ſich eine Kette OG_1 windet, an der das Gegengewicht G_1 niederzieht. Während die Brücke durch Umdrehung der Trommel allmälig aufgezogen wird, wickelt ſich die Kette OG_1 immer mehr und mehr von der Spirale EFG ab und es erhält das Gegengewicht G_1 immer kleinere und kleinere Hebelarme DO, ſo daß das Moment deſſelben bei jeder Stellung den ebenfalls allmälig abnehmenden Momente der Brücke gleich bleiben kann.

Die Berechnung von β, P und l iſt hier dieſelbe wie bei der vorigen

Zugbrücke. Iſt r der conſtante Halbmeſſer der Trommel oder Scheibe Zugbrücken.
und z der veränderliche Halbmeſſer $D\,O$ der Spirale, ſo hat man

$$G_1 z = Pr, \text{ und daher}$$

$$z = \frac{Pr}{G_1} = \frac{G\,r\,a\ cos.\ \alpha}{G_1\,b\ sin.\ (\alpha+\beta)}.$$

Am Anfang iſt $a = 0$ und daher

$$z = \frac{G\,r\,a}{G_1\,b\ sin.\ \beta} = \frac{G\,r\,a\,\sqrt{(b+c)^2+h^2}}{G_1\,b\,h},$$

am Ende hingegen $\alpha = 90^0$ und daher $z = 0$; wegen der Reibung kann man jedoch dieſen Halbmeſſer dem Halbmeſſer des Zapfens D gleichnehmen.

Soll die Spirale nur eine Windung machen, ſo muß der Umfang der Scheibe $O\,R$ der aufzuwindenden Kettenlänge

$$\sqrt{(b+c)^2+h^2} - \sqrt{c^2+(h-b)^2}$$

gleich ſein, und hiernach iſt der nöthige Scheibenhalbmeſſer

$$r = \frac{\sqrt{(b+c)^2+h^2} - \sqrt{c^2+(h-b)^2}}{2\pi}.$$

Wenn man für den Neigungswinkel der Brückenbahn eine Reihe $0, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \ldots$ von Werthen annimmt und hiernach auch für den Hilfswinkel β eine Reihe $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_3 \ldots$ berechnet, ſo läßt ſich nun auch für den Radiusvector z der Spirale eine Reihe $z_0, z_1, z_2, z_3 \ldots$ und ebenſo für die Kettenlänge l eine Reihe l_0, l_1, l_2, l_3 u. ſ. w. von Werthen ermitteln, und werden endlich noch die letzteren Werthe um die Länge $\sqrt{c^2+(h-b)^2}$ des zurückbleibenden Kettenſtückes vermindert und die Reſte mit $\frac{360^0}{2\pi r} = \frac{180^0}{\pi r} = \frac{57^0,296}{r}$ multiplicirt, ſo erhält man auch eine Reihe $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ u. ſ. w. von den den Radien z_0, z_1, z_2, z_3 u. ſ. w. entſprechenden Centriwinkeln und es läßt ſich nun hiernach die Spirale leicht verzeichnen.

Beiſpiel. Es iſt die Anordnung einer Zugbrücke mit einem Spiralrade zu vollziehen, welche das Gewicht $G = 6000$ Pfund und die Länge $b = 12$ Fuß hat, und für welche $h = 15$ Fuß, $c = 4$ Fuß und $a = 6$ Fuß iſt.

Nehmen wir nur folgende Werthe

$$\alpha = 0^0,\ 18^0,\ 36^0,\ 54^0,\ 72^0,\ 90^0 \text{ an,}$$

und berechnen wir zunächſt mittels der Formel

$$tang.\ \beta = \frac{h - b\ sin.\ \alpha}{c + b\ cos.\ \alpha} = \frac{15 - 12\ sin.\ \alpha}{4 + 12\ cos.\ \alpha}$$

die entſprechenden Werthe für β:

$$43^0,9';\ 36^0,14';\ 30^0,6';\ 25^0,34',\ 24^0,57';\ 36^0,52',$$

und daraus wieder für $\alpha + \beta$:

$$43^0,9';\ 54^0,14';\ 66^0,6';\ 79^0,34',\ 96^0,57';\ 126^0,52'.$$

Digitized by Google

Zugbrücken. Nun iſt

$$\sqrt{(b+c)^2+h^2} = \sqrt{16^2+15^2} = 21{,}932 \text{ und}$$
$$\sqrt{c^2+(h-b)^2} = \sqrt{4^2+3^2} = 5,$$

daher folgt die Länge des auf die Scheibe zu wickelnden Kettenſtückes
$= 21{,}932 - 5 = 16{,}932$ Fuß, der Halbmeſſer der Trommel

$$r = \frac{16{,}932}{2\pi} = 2{,}695 \text{ Fuß},$$

und die Größe des Gegengewichtes, wenn man dem größten Radiusvector der Spirale dieſelbe Größe gibt,

$$G_1 = \frac{G\,a}{b\ sin.\ \beta} = \frac{6000}{2\ sin.\ 43°{,}9'} = 920{,}9 \text{ Pfund}.$$

Für den veränderlichen Radiusvector

$$s = \frac{G\,r\,a\ cos.\ \alpha}{G_1\,b\ sin.\ (\alpha+\beta)} = \frac{r\ cos.\ \alpha\ sin.\ 43°{,}9'}{sin.\ (\alpha+\beta)} = \frac{1{,}8431\ cos.\ \alpha}{sin.\ (\alpha+\beta)}$$

ergibt ſich nun folgende Reihe

$$s = 2{,}695;\ 2{,}160;\ 1{,}631;\ 1{,}102;\ 0{,}574;\ 0{,}000,$$

und für die Länge des Kettenſtückes oberhalb der Brückenbahn

$$l = \sqrt{(c+b\ cos.\ \alpha)^2+(h-b\ sin.\ \alpha)^2} = \frac{c+b\ cos.\ \alpha}{cos.\ \beta}$$

folgende Reihe: $l = 21{,}93;\ 18{,}99;\ 14{,}99;\ 11{,}24;\ 7{,}77;\ 5{,}00$

Zieht man den letzten Werth von allen vorhergehenden ab, ſo erhält man die entſprechenden Kettenbögen

$$s = 16{,}93;\ 13{,}99;\ 9{,}99;\ 6{,}24;\ 2{,}77;\ 0{,}00$$

und endlich für die den obigen Radiusvectoren entſprechenden Centriwinkel $\varphi = \frac{57°{,}296}{r}\,s = \frac{57{,}296}{2{,}695}\,s = 21{,}26\,s$, die Reihe

$$\varphi = 360°;\ 297°{,}4;\ 212°{,}4;\ 132°{,}6;\ 58°{,}9;\ 0°{,}0.$$

Anmerkung. Von der Theorie des Spiralforbes und des Ausgleichungswagens ſoll ſpäter in dem Kapitel »die Schachtförderung« gehandelt werden.

Gegengewicht bei Krummzapfen. §. 179. Sehr wichtig iſt oft auch die Anwendung eines Gegengewichtes bei der Krummzapfenbewegung. Wenn bei einem doppelten Krummzapfen ACB, Fig. 366, mit zwei diametral gegenüberſtehenden Warzen A und B, und mit gleichen und gleichbelaſteten Geſtängen die Stangenkraft oder Laſt $Q_1 = G + R_1$ beim Aufgange eine andere iſt als die Stangenkraft oder Laſt $Q_2 = -(G - R_2)$ beim Niedergange, ſo balanciren natürlich die beiden Stangengewichte G und G mit einander, und haben auf den Gang des Krummzapfens weiter keinen Einfluß, als daß ſie den Zapfendruck um $2G$, und dem entſprechend die Zapfenreibung vergrößern. Uebrigens ſind die ſtatiſchen und mechaniſchen Verhältniſſe eines ſolchen Krummzapfens wie die eines einfachen Krummzapfens mit der con-

Fig. 366.

Digitized by Google

stanten Auf- und Niedergangskraft oder Last $Q = Q_1 + Q_2$, und es finden daher die Lehren in §. 95, §. 99, §. 100 u. s. w. für diesen Zapfen auch ihre Anwendung bei den doppelten Krummzapfen mit gegenüberliegenden Warzen. Gegengewicht bei Krummzapfen.

Ganz anders sind hingegen die Bewegungsverhältnisse eines einfachen Krummzapfens, wo die Kraft oder Last $Q_1 = R_1 + G$ zum Aufgange eine andere ist als die Kraft $Q_2 = R_2 - G$ zum Niedergange. Hier fällt in der Regel die Ungleichförmigkeit der Bewegung so groß aus, daß eine Ausgleichung durch Gegengewichte unumgänglich nothwendig ist. Nehmen wir an, daß die Bewegung vom Krummzapfen ausgehe, und durch denselben die Gestänglasten Q_1 und Q_2 zu überwinden sind. Ist nun c_1 die Warzengeschwindigkeit im untersten todten Punkt U und c_2 die Warzengeschwindigkeit im obersten todten Punkte O, so haben wir die bekannten Arbeitsgleichungen

$$M\left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2}\right) = \pi P r - 2 Q_1 r \quad \text{und}$$

$$M\left(\frac{c_1^2 - c_2^2}{2}\right) = \pi P r - 2 Q_2 r, \text{ woraus nun durch Addition}$$

$$2\pi P r = 2 (Q_1 + Q_2) r, \text{ d. i.}$$

$$P = \frac{Q_1 + Q_2}{\pi} \text{ sich ergibt, und dann noch}$$

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 - \frac{2 r (Q_1 - Q_2)}{M}}, \text{ annähernd}$$

$$c_2 = c_1 - \frac{(Q_1 - Q_2) r}{M c_1} \text{ folgt.}$$

Wenn wir voraussetzen, daß $Q_1 > Q_2$ ist, so haben wir hiernach auch $c_1 > c_2$. Die Geschwindigkeit c_1 ist jedoch noch keineswegs der größte und ebenso c_2 der kleinste Geschwindigkeitswerth; um die eminenten Geschwindigkeitswerthe v_1 und v_2 zu finden, müssen wir vielmehr in der Formel

$$v = c_1 + \left(\frac{P\beta - Q_1 (1 - cos.\ \beta)}{M c_1}\right) r$$

für β die durch $sin.\ \beta = \frac{P}{Q_1} = \frac{Q_1 + Q_2}{\pi Q_1}$ bestimmten Werthe, und für M die um die halbe Gestängmasse vergrößerte und auf den Warzenkreis reducirte Rotationsmasse einführen.

Setzt man annähernd für die Maximalgeschwindigkeit v_1

$$\beta = \frac{P}{Q_1} \text{ und } 1 - cos.\ \beta = 2\left(sin.\ \frac{\beta}{2}\right)^2 = \frac{P^2}{2 Q_1^2},$$

so erhält man die in Frage stehende Maximalgeschwindigkeit

Digitized by Google

Gegengewicht bei Krummzapfen.

$$v_1 = c_1 + \left(\frac{P^2}{Q_1} - \frac{P^2}{2Q_1}\right)\frac{r}{Mc_1} = c_1 + \frac{(Q_1+Q_2)^2 r}{2\pi^2 Q_1 M c_1};$$

nimmt man aber

ſtatt $\beta, = \pi - \frac{P}{Q_1}$ und

ſtatt $1 - cos.\beta$, $1 + cos.\beta = 2\left(cos.\frac{\beta}{2}\right)^2 = 2 - 2\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2$,

ſo erhält man die fragliche Minimalgeſchwindigkeit

$$v_2 = c_1 + \left[P\left(\pi - \frac{P}{Q_1}\right) - 2Q_1 + \frac{P^2}{2Q_1}\right]\frac{r}{Mc_1} = c_1 + \left(Q_1 - Q_2 - \frac{P^2}{2Q_1}\right)\frac{r}{Mc_1}$$
$$= c_2 - \frac{(Q_1+Q_2)^2 r}{2\pi^2 Q_1 M c_1}.$$

Dieſem zufolge iſt nun der Ungleichförmigkeitsgrad δ dieſes einfachen Krummzapfens

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c_1} = \frac{c_1 - c_2}{c_1} + \frac{(Q_1+Q_2)^2 r}{\pi^2 Q_1 M c_1^2}$$
$$= \left(Q_1 - Q_2 + \frac{(Q_1+Q_2)^2}{\pi^2 Q_1}\right)\frac{r}{Mc_1^2}.$$

Wäre die Kraft zum Auf- und Niedergang dieſelbe, nämlich $= Q$, ſo hätten wir

$$\delta = \frac{4}{\pi^2}\cdot\frac{Qr}{Mc^2} = 0{,}4046\,\frac{Qr}{Mc_1^2}$$ oder genauer, nach §. 112,

$$\delta = 0{,}4210\,\frac{Qr}{Mc^2};$$

wäre aber Q_1 viel größer als Q_2, ſo erhalten wir einen viel größeren Grad der Ungleichförmigkeit. Z. B. $Q_2 = 0$ gäbe

$$\delta = 1{,}1013\,\frac{Q_1 r}{Mc_1^2}.$$

Es kann endlich $Q_2 = R_1 - G$ ſogar negativ und deshalb δ noch viel größer ausfallen. Sicherlich darf aber doch v_2 nie Null oder gar negativ werden, und es fordert daher der Beharrungszuſtand dieſer Maſchine, daß

$$c_2 > \frac{(Q_1+Q_2)^2 r}{2\pi^2 Q_1 M c_1}, \text{ oder}$$
$$c_1 - \frac{(Q_1-Q_2)r}{Mc_1} > \frac{(Q_1+Q_2)^2 r}{2\pi^2 Q_1 M c_1}, \text{ d. i.}$$
$$Mc_1^2 > \left(Q_1 - Q_2 + \frac{(Q_1+Q_2)^2}{2\pi^2 Q_1}\right)r \text{ ſei.}$$

Bei großen Differenzen zwiſchen Q_1 und Q_2, wie z. B. bei den ſogenannten Waſſerkünſten vorkommen, kann hiernach die erforderliche Maſſe

Digitized by Google

M unthunlich groß ausfallen, und deshalb eine Ausgleichung durch Gegengewichte unbedingt nöthig ſein. Gegengewicht bei Krummzapfen.

Beiſpiel. Welchen Ungleichförmigkeitsgrad beſitzt ein Krummzapfen mit einfachem Geſtänge, welches 30000 Pfund wiegt, zu ſeinem Aufgange 35000 und zu ſeinem Niedergange 5000 Pfund Kraft erfordert, während die rotirende Maſſe des Krummzapfens, auf den Warzenkreis reducirt, $\frac{700000}{g}$ Pfund beträgt, der Halbmeſſer des Warzenkreiſes $r = 2$ Fuß und die Geſchwindigkeit im unteren todten Punkte ebenfalls 2 Fuß mißt? Es iſt hier

$Q_1 = R_1 + G = 35000 + 30000 = 65000$ und

$Q_2 = R_2 - G = 5000 - 30000 = -25000$ Pfund, folglich

$Q_1 - Q_2 = 90000$ und $\frac{(Q_1 + Q_2)^2}{\pi^2 Q_1} = 2493$ Pfund; ferner iſt noch

$M = \frac{700000 + 15000}{31{,}25} = 22880$ Pfund, und folglich

$Mc_1^2 = 22880 \,.\, 4 = 91520$ kleiner als

$$\left(Q_1 - Q_2 + \frac{(Q_1 + Q_2)^2}{2\pi^2 Q_1}\right) r = (90000 + 1247) \,.\, 2 = 182493.$$

Bei dieſen Verhältniſſen kann alſo die Maſchine gar nicht mit Beharrung umlaufen.

Hätte man durch ein Gegengewicht von 30000 Pfund das Stangengewicht ausgeglichen, ſo würde unter der Vorausſetzung, daß durch das Gegengewicht die Geſtängmaſſe verdoppelt wird, der Ungleichförmigkeitsgrad dieſer Maſchine, da hier

$Q_1 = 35000$, $Q_2 = 5000$ und $M = \frac{700000 + 30000}{31{,}25} = 23360$ Pfund iſt,

$$\delta = \left(Q_1 - Q_2 + \frac{(Q_1 + Q_2)^2}{\pi^2 Q_1}\right) \frac{*}{Mc_1^2} = (30000 + 4632) \,.\, \frac{2}{23360 \,.\, 2^2}$$

$$= \frac{17316}{23360} = 0{,}741,$$ alſo noch zu groß ausfallen.

Hätte man durch ein Gegengewicht von $\frac{Q_1 - Q_2}{2} = 45000$ Pfund die ganze Geſtängkraft ausgeglichen, ſo würde, da dann die mittlere Laſt $Q = \frac{35000 + 5000}{2}$ $= 20000$ Pfund betrüge, der Ungleichförmigkeitsgrad, und zwar nur bei ſehr langer Kurbelſtange:

$$\delta = 0{,}421 \,.\, \frac{Qr}{Mc_2} = 0{,}421 \,.\, \frac{20000 \,.\, 2 \,.\, 31{,}25}{(700000 + 37500\,.)4} = 0.1784 \text{ ſein.}$$

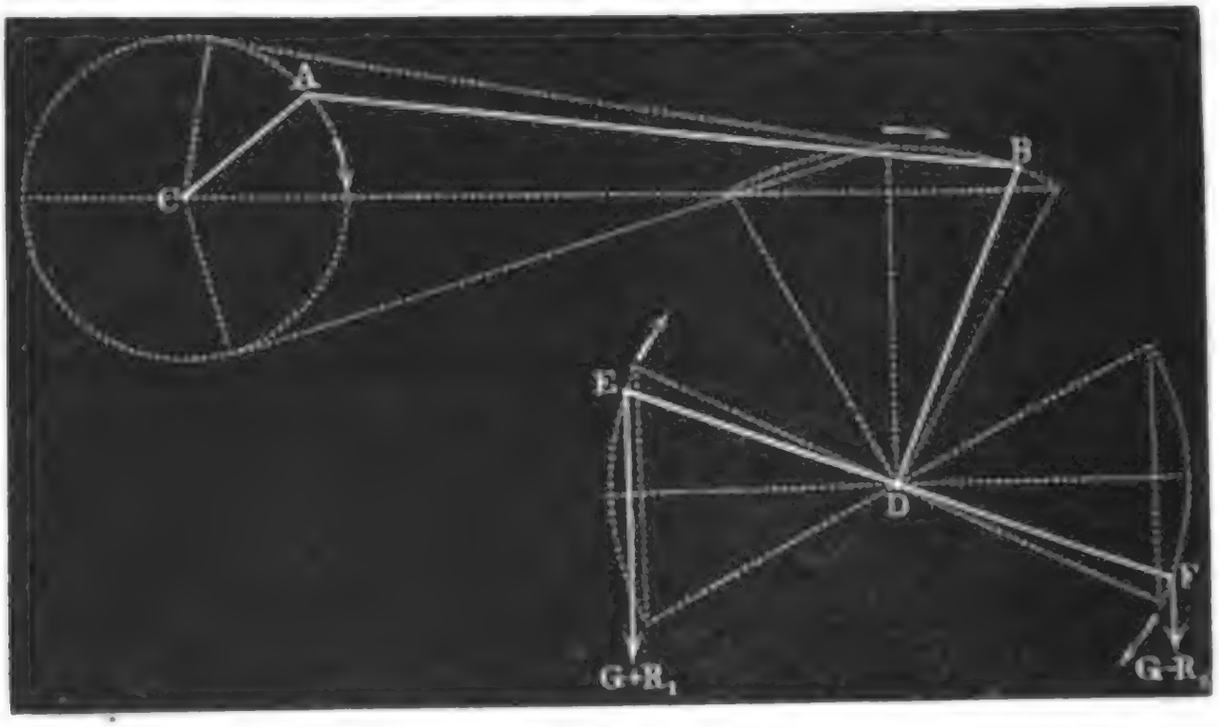
§. 180. Wir haben ſchon im vorigen Paragraphen gezeigt, daß bei einem doppelten Krummzapfen mit zwei einander gegenüberliegenden Warzen und zwei gleichen und gleichbelaſteten Geſtängen eine vollſtändige Ausgleichung der Laſten ſtatt hat; jetzt wollen wir aber noch hinzufügen, daß dies auch bei einem einfachen Krummzapfen möglich ſei, wenn derſelbe mittels Kreuze zwei gleiche Geſtänge zugleich, und zwar ein auf- und ein niedergehendes, in Bewegung ſetzt. Dieſe Anordnung läßt ſich bei mäßig langen Stangen immer mit Vortheil anwenden, da mit derſelben

Digitized by Google

Gegengewicht bei Krummzapfen.

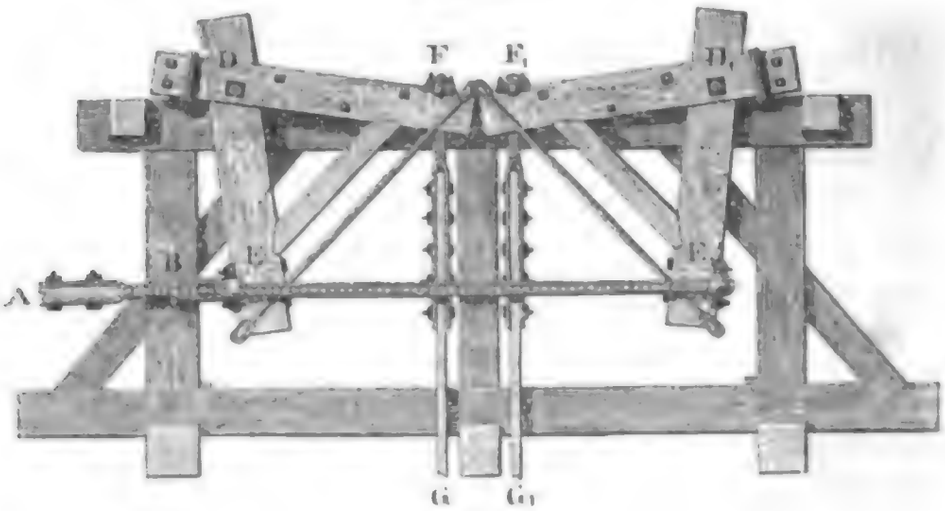
eine weſentliche Raumerſparniß verbunden iſt. Die Einrichtung eines ſolchen Doppelgeſtänges iſt aus Fig. 367 zu erſehen; CA iſt der Krummzapfen, AB die Lenkſtange, $BDEF$ das Doppelkreuz, welches in D ſeinen Stützpunkt, in E und F aber die Aufhängepunkte der Geſtänge hat. Wenn der Krummzapfen in der Richtung des Pfeiles umläuft, geht bei der in der Figur angedeuteten Stellung der Warze A der Aufhängepunkt E des Kreuzes mit der Geſtänglaſt $Q_1 = G + R_1$ empor, und der Aufhängepunkt mit der Laſt $Q_1 = -(G - R_2)$ nieder.

Fig. 367.



Will man die Geſtänge zur Erſparung des Raumes ganz nahe zuſammenbringen, ſo muß man ſtatt des Doppelkreuzes zwei einfache Kreuze, wie Fig. 368, in Anwendung bringen. Die beiden Kreuze EDF und $E_1D_1F_1$ ſind durch eine Stange EE_1 in der Richtung der Kurbelſtange

Fig. 368.



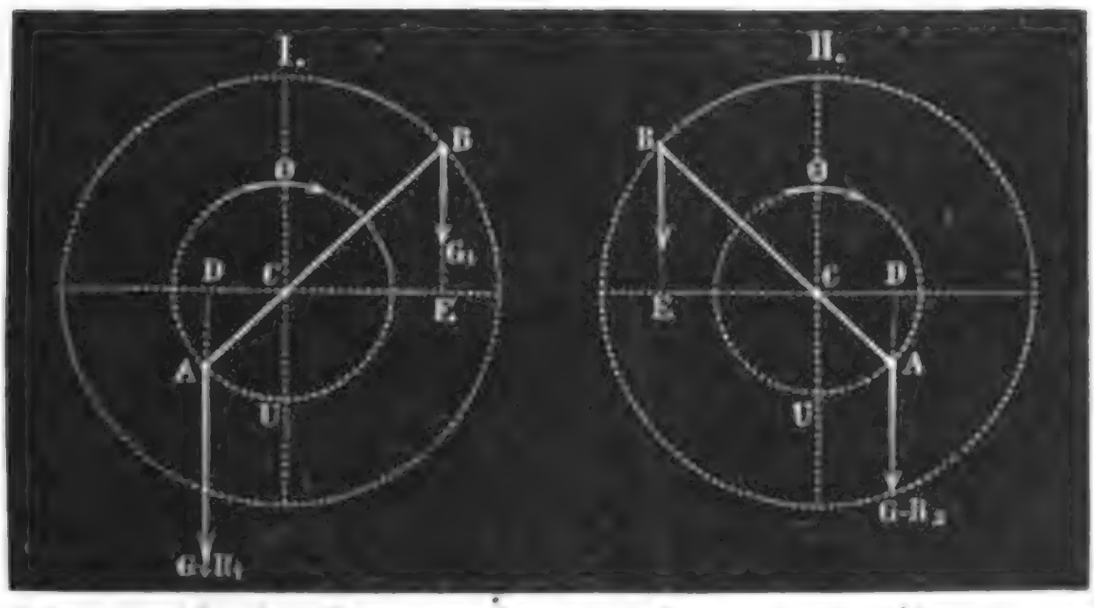
Digitized by Google

$A\,B$ mit einander verbunden und tragen in F und F_1 die Geſtänge $F\,G$ und $F_1\,G_1$. Leicht iſt einzuſehen, daß bei dieſer Einrichtung zu gleicher Zeit ein Geſtänge auf- und ein anderes niedergeht. Gegengewicht bei Krummzapfen.

Es können jedoch auch Fälle vorkommen, wo es nur möglich iſt, ein Geſtänge anzuwenden, und dann iſt es allerdings nothwendig, die Ungleichheit zwiſchen der Kraft zum Auf- und der zum Niedergang deſſelben durch ein Gegengewicht auszugleichen. Bringt man dieſes Gegengewicht unmittelbar mit dem Geſtänge in Verbindung, ſo gewährt es den ſecundären Vortheil, daß dadurch nicht allein das Geſtänge mehr geſchont, ſondern auch der Krummzapfen mehr entlaſtet und folglich die Reibung an dieſem herabgezogen wird, zumal, da die Stärke des Gegengewichtszapfens viel kleiner iſt als die Stärke des Zapfens der Kurbel. Iſt es nicht geſtattet, ein Gegengewicht unmittelbar an das Geſtänge anzuſchließen, ſo kann man auch die Ausgleichung der Kraft Q_1 und Q_2 durch ein mit der Krummzapfenwelle verbundenes und alſo auch mit dieſer zugleich rotirendes Gegengewicht bewirken, und damit durch daſſelbe der Zapfendruck nicht unnöthig vergrößert werde, iſt es rathſam, dieſem Gewichte einen möglichſt großen Hebelarm zu geben, und es deshalb mit dem Kreuze oder den Armen des auf dieſer Welle etwa ſitzenden Waſſerrades oder Schwungrades zu verbinden.

Ein ſolches Gegengewicht G_1 iſt in einem Punkte B, Fig. 369 I und II,

Fig. 369.



zu fixiren, welcher der Krummzapfenwarze A genau gegenüber liegt. Iſt dann die Lenkſtange hinreichend lang, daß wir annehmen dürfen, die Richtung der Geſtängkraft oder Laſt bleibt während einer Umdrehung eine und dieſelbe, ſo verändert ſich der Hebelarm $C\,E$ des Gegengewichtes G_1 nahe wie der der Geſtänglaſt $G + R_1$ und $G - R_2$. Bezeichnen wir den Halbmeſſer $C\,A$ des Warzenkreiſes durch r und die Entfernung $C\,B$ des Schwerpunktes des Gegengewichtes von der Umdrehungsaxe C durch

Digitized by Google

Gegengewicht bei Krummzapfen.

b, den veränderlichen Umdrehungswinkel UCA aber durch β, ſo haben wir das erforderliche Umdrehungsmoment

1) für den Aufgang:

$$Qr \sin. \beta = (G + R_1) r \sin. \beta - G_1 a \sin. \beta, \text{ und}$$

2) für den Niedergang:

$$Qr \sin. \beta = G_1 a \sin. \beta - (G - R_2) r \sin. \beta.$$

Hiernach erhalten wir die Beſtimmungsgleichungen

$Qr = (G + R_1) r - G_1 a$ und

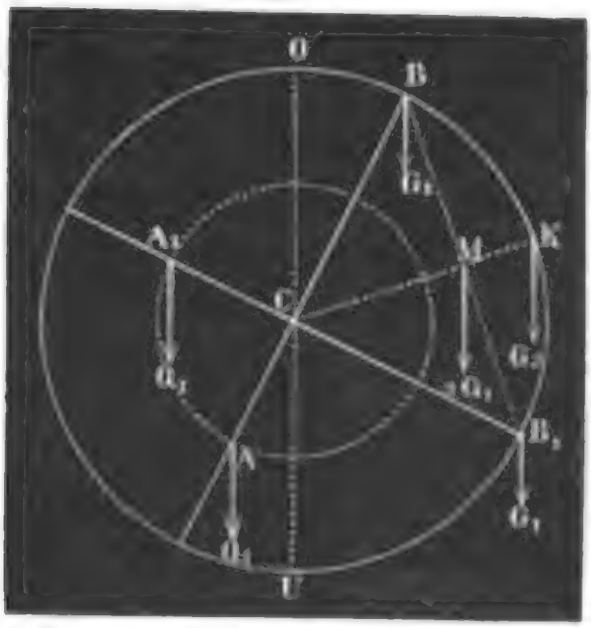
$Qr = G_1 b - (G - R_2) r$, woraus die mittlere Krummzapfenlaſt

$Q = \frac{R_1 + R_1}{2}$ und die Größe des Gegengewichtes

$G_1 = \frac{r}{b}\left(G + \frac{R_1 - R_2}{2}\right)$ ſich ergibt.

Für einen doppelten Krummzapfen ACA_1, Fig. 370, mit zwei im Rechtwinkel gegen einander geſtellten Warzen A und A_1 kann man zunächſt nach dem Vorſtehenden zwei Gegengewichte G_1 und G_1 beſtimmen, und nachher dieſe durch ein einziges Gegengewicht G_2 erſetzen. Es iſt ein Gegengewicht $2G_1$, welches, in der Mitte M der Sehne BB_1 niederziehend, die einzelnen Gegengewichte G_1 und G_1 in den Gegenpunkten B und B_1 von A und A_1 erſetzt. Der Abſtand des Angriffspunktes M dieſer Mittelkraft von der Umdrehungsaxe C iſt

Fig. 370.



$CM = CB\sqrt{1/2}$, und folglich das Moment dieſer Kraft

$CM \cdot 2G_1 = 2G_1 \cdot CB\sqrt{1/2} = G_1 \cdot CB\sqrt{2} = G_1 a\sqrt{2}.$

Setzt man dieſes Moment $= G_2 \cdot CK = G_2 a$, ſo erhält man nun auch das Gegengewicht G_2, welches im Abſtande $CK = a$ von der Umdrehungsaxe anzubringen iſt, um die Geſtänglaſten auszugleichen. Wir erhalten ſo

$$G_2 = G_1\sqrt{2}$$
$$= \frac{r\sqrt{2}}{a}\left(G + \frac{R_1 - R_2}{2}\right),$$

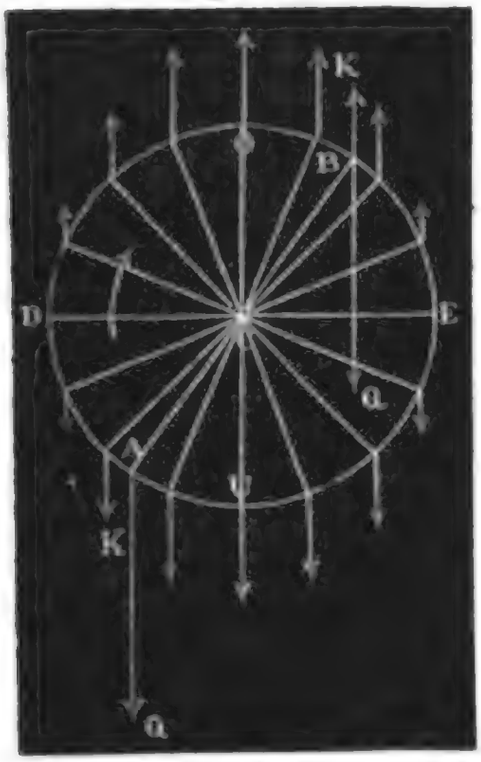
wenn G das Gewicht einer jeden Stange, R_1 die Aufgangs- und R_2 die Niedergangskraft derſelben bezeichnen.

Digitized by Google

§. 181 *). In dem Vorſtehenden haben wir nur von den ſtatiſchen Wirkungen der Gegengewichte geſprochen; es bleibt uns daher noch übrig, auch die Wirkungen dieſer Gewichte als träge Maſſen zu unterſuchen. Setzen wir auch hier wieder eine ſehr lange Kurbelſtange voraus, ſo daß wir die Stangenkraft Q als ſtets in derſelben Richtung wirkend annehmen können. Gelangt die Warze des Krummzapfens vom todten Punkte U, Fig. 371, nach einem Punkte A, indem ſie mit der beinahe conſtanten Geſchwindigkeit v den Bogen $UA = \beta r$ zurücklegt, ſo haben wir, wie auch ſchon aus dem Früheren (§. 100) bekannt iſt, die Geſchwindigkeit der Stange in der Richtung ihrer eigenen Axe: $w = v \sin. \beta$. Nun iſt aber nach I., §. 19 *) die dieſer Geſchwindigkeit entſprechende Acceleration

Gegengewicht bei Krummzapfen

Fig. 371.



$$p = \frac{dw}{dt} = \frac{v \cos. \beta \, d\beta}{dt}, \text{ folglich,}$$

da $r\beta = vt$, alſo $r\,d\beta = v\,dt$, d. i. $\frac{d\beta}{dt} = \frac{v}{r}$ geſetzt werden kann,

$$p = \frac{v^2 \cos. \beta}{r}.$$

Iſt nun M_1 die Geſtängmaſſe, ſo folgt hiernach die Kraft, mit welcher das Geſtänge durch ſeine Trägheit der mit der Beſchleunigung p vor ſich gehenden Bewegung widerſteht,

$$K = Mp = \frac{Mv^2 \cos. \beta}{r}.$$

Da nun der Coſinus im erſten und vierten Quadranten poſitiv, im zweiten und dritten Quadranten aber negativ iſt, ſo folgt, daß dieſe Trägheitskraft in dem erſten und letzten Quadranten der Umdrehung von oben nach unten, d. i. in der Richtnng CU, und dagegen in den beiden mittleren Quadranten derſelben von unten nach oben, d. i. in der Richtung CO wirkt. Es wird alſo bei einem einfachen Krummzapfen der Zapfendruck während der unteren Hälfte EUD der Umdrehung durch die von 0 bis $\frac{Mv^2}{r}$ allmälig wachſende und von $\frac{Mv^2}{r}$ bis 0 allmälig abnehmende Kraft vergrößert und dagegen während der oberen Hälfte DOE der Umdrehung um

Digitized by Google

Gegengewicht bei Krummzapfen.

eben diese Kraft vermindert. Ist nun Q die Stangenkraft, so hat man folglich den Warzendruck $Q + \frac{Mv^2}{r} \cos.\beta$ zwischen $Q - \frac{Mv^2}{r}$ und $Q + \frac{Mv^2}{r}$ stets wachsend und abnehmend, und also auch die Warzenreibung entsprechend veränderlich. So lange $Q - \frac{Mv^2}{r}$ nicht negativ ausfällt, also $\frac{Mv^2}{r} < Q$ ist, hat diese Veränderlichkeit auf die Arbeit der Warzenreibung keinen directen Einfluß, denn der Zuwachs der Reibung durch die Trägheit in einem Quadranten wird durch die Verminderung derselben im folgenden Quadranten wieder aufgehoben; da aber die Warzenstärke der größten Kraft $Q + \frac{Mv^2}{r}$ entsprechen, also nach §. 90, $d_2 = 0{,}048 \sqrt{Q + \frac{Mv^2}{r}}$ genommen werden muß, und die Arbeit der Reibung mit der Stärke d_2 wächst, so hat die Trägheitskraft allerdings auch einen secundären Einfluß auf dieses Bewegungshinderniß.

Ist hingegen $\frac{Mv^2}{r} > Q$, so wird bei einem stumpfen Umdrehungswinkel β_1, welcher durch die Formel $\cos.\beta_1 = -\frac{Qr}{Mv^2}$ bestimmt ist, ein negativer Warzendruck eintreten, und da negativer Druck ebenso gut Reibung giebt als positiver, so ist auch im zweiten Quadranten die Verminderung der Reibung durch die Trägheit nicht genau gleich der Vergrößerung derselben im ersten Quadranten.

Allgemein ist die Warzenreibung

$$\varphi\,(Q+K) = \varphi\left(Q + \frac{Mv^2}{r}\cos.\beta\right),$$

und daher die Arbeit derselben bei Umdrehung um einen Winkel β_1, wenn, wie in §. 99, r_2 den Warzenhalbmesser bezeichnet,

$$\varphi\, Q\, \beta_1\, r_2 + \varphi\, \frac{r_2 M v^2}{r} \int_0^{\beta_1} \cos.\beta\, \delta\beta$$

$$= \varphi\, Q\, \beta_1\, r_2 + \varphi\, \frac{r_2 M v^2}{r} \sin.\beta_1.$$

Für den zweiten Theil $\pi - \beta_1$ der Umdrehung ist der Druck $Q + K$ negativ, die Reibung aber, als widerstehende Kraft, bleibt positiv, daher hat man hier die Arbeit der Warzenreibung

$$-\left(\varphi\,(\pi-\beta_1)\, r_2 + \varphi\, \frac{r_2 M v^2}{r}\,(\sin.2\,\pi - \sin.\beta_1)\right),$$

und es folgt die gesammte Arbeit der Reibung während einer halben Umdrehung, $L = \varphi\, Q\, r_2\,(2\,\beta_1 - \pi) + 2\,\varphi\, \frac{M r_2 v^2}{r} \sin.\beta_1$.

Digitized by Google

Dividiren wir dieſen Ausdruck durch πr, ſo erhalten wir die auf den Warzenkreis reducirte Warzenreibung

Gegengewicht bei Krummzapfen.

$$F = \varphi \left(\frac{2\beta_1}{\pi} - 1 \right) \frac{r_2}{r} Q + 2 \varphi \pi \frac{M r_2 v^2}{r^2} \sin.\beta_1,$$

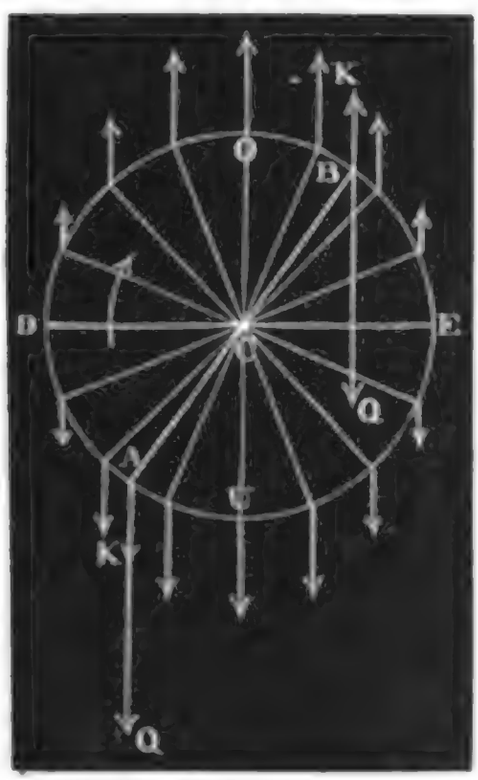
und iſt $\beta_1 = \pi$. ſo folgt ſehr richtig, wie gewöhnlich

$$F = \varphi \cdot \frac{r_1}{r} Q.$$

In vielen Fällen wird ſich allerdings nie $\frac{Mv^2}{r} > Q$ herausſtellen, und daher dieſe beſondere Vergrößerung der Warzenreibung durch die Trägheit gar nicht vorkommen. Es gehört hierzu entweder eine ſehr große Maſſe M, wie z. B. bei langen Tagegeſtängen, oder eine ſehr große Geſchwindigkeit, wie ſie z. B. bei Locomotiven vorkommt.

§. 182. Die veränderliche Trägheitskraft $\frac{Mv^2}{r} \cos.\beta$ verändert nicht allein den Druck an der Warze, ſondern auch den Zapfendruck, nur iſt dieſer bei ſtehenden Maſchinen in der Regel ſo groß, daß er von der erſteren Kraft nicht übertroffen werden kann. Iſt R der ſtatiſche Zapfendruck, ſo haben wir, dem Obigen zu Folge, den effectiven Zapfendruck $R + \frac{Mv^2}{r} \cos.\beta$ zu ſetzen; und wäre $\frac{Mv^2}{r} > R$, ſo würde der Zapfen, wenn die Warze in dem oberſten Theile ihrer Bahn ſich bewegt, nicht nach unten, ſondern nach oben drücken, und daher das Zapfenlager einen Deckel nöthig haben. Iſt der Krummzapfen doppelt, und trägt derſelbe an den gegenüberliegenden Warzen A und B (Fig. 372) zwei gleiche und gleichbelaſtete Geſtänge, ſo wirken die Trägheitskräfte K und $-K$ der Geſtänge in entgegengeſetzten Richtungen und geben daher ein Kräftepaar (K, $-K$). Da ein ſolches Kräftepaar gar keinen Druck auf die Axe C ausübt, ſo bietet die Anwendung eines ſolchen Doppelgeſtänges einen neuen Vortheil dar. Wie ſich auch während der Umdrehung des doppelten Krummzapfens AB die Größe der Trägheitskräfte verändere, ſo geben dieſelben doch immer ein bald die

Fig. 372.



Digitized by Google

Gegengewicht bei Krummzapfen.

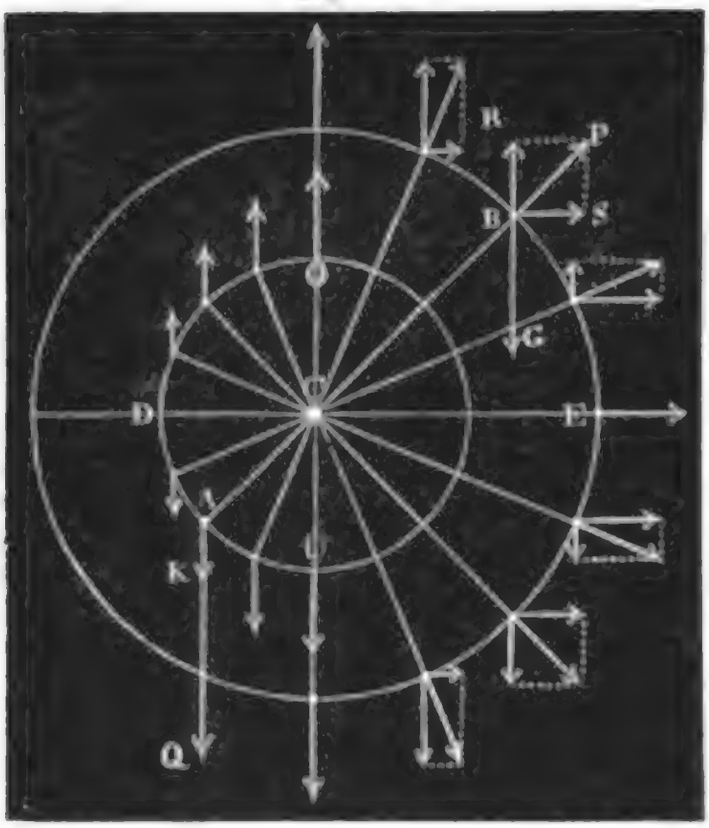
Umdrehung beförderndes bald ein dieſelbe erſchwerendes und auf die Zapfenreibung keinen Einfluß ausübendes Kräftepaar.

Bringt man aber ſtatt des zweiten Geſtänges B ein Gegengewicht G_1 im Abſtande $CB = b$, Fig. 373, von der Umdrehungsaxe C an, welches eine Ausgleichung der Stangenkräfte Q_1 und Q_2 hervorbringen ſoll und, wie wir aus §. 180 wiſſen, die Größe

$$G_1 = \frac{r}{b}\left(\frac{Q_1 - Q_2}{2}\right) = \frac{r}{b}\left(G + \frac{R_1 - R_2}{2}\right)$$

haben muß, ſo findet nur eine theilweiſe Ausgleichung der Trägheitskräfte ſtatt. Es iſt hier erſtens ſchon wegen der größeren Armlänge die Maſſe M_1 des Gegengewichtes G_1 eine andere als die Maſſe M des Geſtänges, und es beſteht hier, da ſich das Gegengewicht im Kreiſe herumdreht, die Wirkung der Trägheit in einer conſtanten und radial auswärts wirkenden Centrifugalkraft $P = \frac{M_1 v^2}{a}$ (ſ. I., §. 246), die mit der Trägheitskraft K des Geſtänges kein bleibendes Kräftepaar bilden kann. Allerdings läßt ſich dieſe Kraft P in zwei Seitenkräfte R und S zerlegen, von denen die eine, nämlich $R = P\cos.\beta$, der Kraft K entgegengeſetzt wirkt; allein es bleibt dann immer noch eine Seitenkraft $S = P\sin.\beta$ übrig, welche von der Umdrehungsaxe C aufzunehmen iſt. Wäre $CB = CA$ und $M_1 = M$, ſo würde zwar R mit K ein die Axe C nicht afficirendes Kräftepaar geben, aber es bliebe doch noch $S = \frac{M_1 v^2}{a} \sin.\beta$ zurück. Die mittlere Vergrößerung des Zapfendruckes durch die Centrifugalkraft P des Gegengewichtes iſt genau ſo zu beurtheilen wie die Wirkung der Umdrehungskraft eines einfachen Haspels oder Göpels auf den Zapfen, und es iſt dieſelbe wie in II., §. 85 Anmerkung 3, $= \frac{1}{4}\frac{P^2}{Q}$, wenn Q den ſtatiſchen Zapfendruck ohne Rückſicht auf das Gegengewicht bezeichnet, zu ſetzen.

Fig. 373.



Da bei einem Krummzapfen außer dem Kurbelarme noch ein Drittel der

Kurbelstange (s. III., §. 101) an der Kreisbewegung Theil nimmt, so hat man schon an der Warze desselben eine gewisse Centrifugalkraft, da anzunehmen ist, daß nur die Gestängmasse plus zwei Drittel der Masse der Lenkstange eine Trägheitskraft K_1, daß dagegen die Masse des Kurbelarmes plus das dritte Drittel der Masse der Lenkstange eine Centrifugalkraft P_1 ausübt, die von der entgegengesetzt wirkenden Centrifugalkraft P des Gegengewichtes aufgehoben wird. Wollte man also eine vollständige Ausgleichung der Massen eines einfachen Krummzapfens herstellen, so müßte das Gegengewicht aus drei Theilen bestehen, einem Kurbelarme, welcher dem arbeitenden Kurbelarme vollkommen gleich zu machen und ihm gegenüberzustellen ist, ferner aus einer Kurbelstange von gleichem Gewicht mit der arbeitenden Kurbelstange, und drittens aus einem an das Ende dieser Stange anzuhängenden und nur in einer geraden Linie auf- und niedergehenden Gewichte. Gegengewicht bei Krummzapfen.

Anmerkung. Von der Ausgleichung der Massen bei doppelten Krummzapfen mit ins Viertel gestellten Warzen, wird bei den Locomotiven die Rede sein.

§. 183. Es ist uns schon aus dem Früheren (s. II., §. 66) bekannt, daß sich die arbeitenden Maschinen entweder in einem gleichförmigen oder in einem ungleichförmigen Beharrungszustande befinden. Der gleichförmige Beharrungszustand einer Maschine kann nur bei einer stetigen, und ins Besondere bei der stetig kreisförmigen Bewegung vorkommen, und zwar nur dann, wenn sowohl das Moment der Kraft als auch das der Last während der Bewegung unveränderlich ist. Es kommt daher auch dieser Bewegungszustand vorzüglich bei den Radmaschinen und zwar bei den Wasserrädern vor. Ein ungleichförmiger Beharrungszustand tritt dagegen bei allen Maschinen mit absetzender Bewegung ein, weil diese innerhalb kurzer Zeitabschnitte aus der Ruhe in Bewegung und aus der Bewegung in Ruhe übergehen, und daher bald verzögert, bald beschleunigt werden müssen. In diesem Bewegungszustande befinden sich alle Kolbenmaschinen, seien es Wassersäulenmaschinen oder Dampfmaschinen, da diese Maschinen durch den Treibkolben in eine geradlinig absetzende Bewegung versetzt werden. Ist die Kolbenkraft überdies noch variabel, wie z. B. bei den Expansionsdampfmaschinen, so fällt natürlich der Bewegungszustand um so ungleichförmiger aus. Es hängt aber der Bewegungszustand nicht allein von der Kraft- oder Umtriebsmaschine, sondern ebenso gut auch von der Last- oder Arbeitsmaschine ab. Ist die Arbeitsverrichtung einer Maschine mit einer absetzenden, z. B. auf- und niedergehenden Bewegung verbunden, so hat natürlich auch die ganze Maschine einen ungleichförmigen Beharrungszustand. Ein Pumpenwerk oder eine gewöhnliche Sägemühle u. s. w. befinden sich z. B., selbst wenn sie durch ein Wasserrad in Bewegung gesetzt werden, aus diesem Grunde stets in einem ungleichförmigen Bewegungszustande. Auch dann, wenn die Arbeitsmaschine eine stetige Bewegung be- Schwungräder.

Digitized by Google

Schwungrader

sitzt, ist der Beharrungszustand derselben nur ein ungleichförmiger, sowie das Lastmoment derselben veränderlich ist oder wohl gar intermittirend wirkt. In diesem Falle kann natürlich kein statisches Gleichgewicht zwischen der Kraft und Last stattfinden, sondern es muß bald die Kraft, bald die Last überwiegen, und daher auch die Maschine bald beschleunigt, bald verzögert umlaufen. Es kann deshalb z. B. bei den Poch-, Hammer- und Walzwerken nur von einem ungleichförmigen Bewegungszustande die Rede sein. Ein Walzwerk nimmt z. B. während des Walzens eine verzögerte Bewegung an, und geht dagegen wieder beschleunigt, sowie das Metall durch die Walzen gelaufen ist und diese leer umgehen.

Dem Vorstehenden zu Folge lassen sich folgende Fälle, bei welchen eine Maschine einen gleichförmigen Bewegungszustand annimmt, aufzählen.

1) Die Kraftmaschine wirkt stetig kreisförmig und die Lastmaschine oder der Arbeitsmechanismus hat eine absetzende Bewegung, und zwar meist in der geraden Linie (Radkunst).
2) Die Kraftmaschine wirkt absetzend in der geraden Linie und die Arbeitsmaschine hat eine stetige Bewegung, und zwar meist im Kreise (Dampfgöpel).
3) Beide Maschinen bewegen sich stetig kreisförmig, es ist aber das Moment der Kraft oder Last, und zwar in der Regel das der letzteren, veränderlich (Radwalzwerk).
4) Die Kraftmaschine hat eine absetzende Bewegung, und der Arbeitsmechanismus bewegt sich stetig kreisförmig mit veränderlichem Momente (Dampfwalzwerk).
5) Sowohl die Kraft- als auch die Arbeitsmaschine bewegen sich absetzend, und zwar in der Regel geradlinig absetzend (Dampfkunst).

§. 184. Auf welche Weise auch eine Maschine in Bewegung gesetzt werde und ihre Arbeit verrichten möge, immer ist doch zu verlangen, daß

1) diejenigen Mechanismen, welche eine stetige (Kreis-) Bewegung haben, möglichst gleichförmig umlaufen, und daß
2) diejenigen Mechanismen, welche sich absetzend (geradlinig) bewegen, bei jedem Spiele allmälig und ohne Stöße aus der Ruhe in Bewegung und ebenso mit stetig abnehmender Geschwindigkeit aus der Bewegung in Ruhe übergehen.

Da eine rotirende Umtriebsmaschine nur bei einer gewissen Umdrehungsgeschwindigkeit vortheilhaft arbeitet, so würde sie folglich weniger leisten, wenn sie bald langsamer, bald schneller umliefe. Hätten wir es z. B. mit einem oberschlägigen Wasserrade zu thun, so würden sich hierbei manche Zellen nur wenig und andere übermäßig mit Wasser anfüllen, und sich daher auch zu zeitig ausgießen, und dadurch dem Rade Arbeit entzogen werden.

Digitized by Google

Ebenſo iſt es aber auch bei den rotirenden Arbeitsmaſchinen; auch dieſe arbeiten nur bei einer gewiſſen Geſchwindigkeit mit Vortheil, und verlieren daher an Leiſtung oder liefern wohl gar ein ſchlechtes Arbeitsproduct, wenn die Umdrehungsgeſchwindigkeit in einem hohen Grade veränderlich iſt. Nicht minder nöthig iſt es aber auch, daß eine auf- und nieder-, oder hin- und hergehende Maſchine, und zwar ſowohl Kraft- als Arbeitsmaſchine bei jedem Spiele mit allmälig wachſender Geſchwindigkeit aus der Ruhe in Bewegung und mit allmälig abnehmender Geſchwindigkeit aus der Bewegung in Ruhe übergehe, außerdem aber keinen größeren Geſchwindigkeitsveränderungen unterworfen ſei. Die mit plötzlichen Geſchwindigkeitsveränderungen verbundenen Stöße verurſachen nicht allein Verluſte in der Leiſtung der Maſchinen, ſondern führen auch ein ſtarkes Abnutzen und baldiges Zerſtören der Maſchine herbei, und wenn die Geſchwindigkeit der Maſchine innerhalb eines Spieles großen Veränderungen unterworfen iſt, ſo fallen auch die Nebenhinderniſſe, und ins Beſondere die hydrauliſchen Widerſtände und andere Verluſte größer aus, als wenn ſich die Geſchwindigkeit von ihrem mittleren Werthe nicht ſehr entfernt. Schwungräder.

Das vorzüglichſte Mittel zur Erzielung eines möglichſt gleichförmigen Ganges beſteht in der Vermehrung der Maſſen und zwar ins Beſondere der rotirenden Maſſe. Da die Beſchleunigung $p = \frac{P}{M}$ einer Bewegung direct wie die Kraft P und umgekehrt wie die Maſſe M wächſt, ſo muß natürlich ein gewiſſer Ueberſchuß an Kraft oder Laſt in einer gewiſſen Zeit einen um ſo größeren Geſchwindigkeitszuwachs oder eine um ſo größere Geſchwindigkeitsabnahme hervorbringen, je kleiner die Maſſe M der Maſchine iſt. Wäre die Maſſe einer Maſchine ſehr klein, ſo würde ſie vielleicht gar keinen Beharrungszuſtand annehmen können; eine vielleicht nur mäßige Ueberwucht würde ihr ſchon in einer kurzen Zeit eine übermäßige Geſchwindigkeit beibringen und ein mäßiger Ueberſchuß des Laſtmomentes über das Kraftmoment würde der Maſchine vielleicht in wenigen Augenblicken ihre lebendige Kraft ganz entziehen und ſie ganz in Ruhe verſetzen. Es iſt alſo nöthig, daß eine Maſchine eine gewiſſe Maſſe beſitze, und daß dieſelbe um ſo größer ſei, je regelmäßiger und gleichförmiger ſich dieſelbe bewegen ſoll.

Uebrigens iſt uns auch aus der Theorie der Krummzapfenbewegung bekannt, daß ſich die Umdrehungsbewegung eines Krummzapfens der Gleichförmigkeit um ſo mehr nähert, je größer die Maſſen und zumal die rotirenden Maſſen deſſelben ſind.

In manchen Fällen beſitzt eine Maſchine ſchon an und für ſich eine ſo große Maſſe oder ein ſo großes Trägheitsmoment, daß die Umdrehungsgeſchwindigkeit derſelben nur innerhalb enger Grenzen variirt, alſo der **Grad der Ungleichförmigkeit** (ſ. §. 112), wie erwünſcht, nur ſehr klein iſt,

Digitized by Google

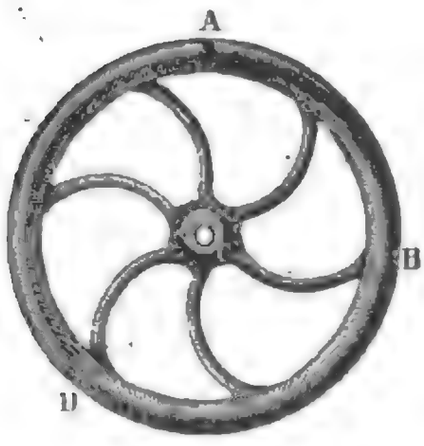
Schwungräder. in anderen Fällen ist es hingegen nöthig, die Umdrehungsmasse einer Maschine zu vergrößern, um die Ungleichförmigkeit derselben bis auf einen gewissen Grad herabzuziehen. Solche bloß zum Herabziehen der Ungleichförmigkeit des Bewegungszustandes einer Maschine dienenden rotirenden Massen erhalten die Form eines Rades, damit sie die statischen Verhältnisse der Maschine nicht verändern und die nöthige Haltbarkeit besitzen, und heißen deshalb **Schwungräder** (franz. volants; engl. fly-wheels). Schwungräder sind also sehr wichtige Theile einer Maschine mit ungleichförmigem Beharrungszustande, ohne welche diese Maschine die ihr zukommenden Arbeiten vielleicht gar nicht oder wenigstens sehr unvollkommen verrichten würde. Hohe und schnell umlaufende Wasserräder, sowie große Trommeln und Zahnräder, schnell umlaufende Mühl- und Schleifsteine u. s. w. wirken natürlich ganz wie Schwungräder und vertreten daher auch sehr oft die Stelle eines Schwungrades. So würden z. B. Sägemühlen, Pumpenwerke u. s. w. zu ihrer regelmäßigen Arbeitsverrichtung ein Schwungrad nöthig haben, wenn sie nicht durch Wasserräder in Bewegung gesetzt würden, die durch ihre Trägheit ebenso wie die Schwungräder, trotz der hier vorkommenden großen Veränderlichkeit des Lastmomentes, die Geschwindigkeitsveränderungen in engen Grenzen erhalten.

§. 185. Die Schwungräder sind in der Regel aus Gußeisen und bestehen

1) aus dem **Schwungringe** (franz. l'anneau; engl. the ring) oder der eigentlichen Schwungmasse,
2) aus den **Radarmen** (franz. les bras; engl. the arms), und
3) aus der **Hülse** oder dem **Wellkranze** (franz. le noyau, moyeu; engl. the nave), womit das Schwungrad auf der Welle festsitzt.

Ein kleines aus dem Ganzen gegossenes Schwungrad ist in Fig. 374 abgebildet. *ABD* ist der Schwungring, *C* die Radhülse oder Nabe und *BC*, *DC* u. s. w. sind die Radarme. Man giebt diesen Rädern gern gekrümmte Arme, damit sich dieselben beim Erkalten nach dem Gusse nicht von dem Ringe lostrennen oder eine nachtheilige Spannung erhalten. Um den Luftwiderstand möglichst herabzuziehen, rundet man nicht allein die Arme, sondern auch den Kranz ab, oder giebt beiden Stücken elliptische Querschnitte. Größere Schwungräder gießt man, um die Nachtheile des ungleichen Erkaltens nach dem Gusse zu umgehen, in zwei Stücken, nämlich die Rosette getrennt von dem Schwungring mit seinen Armen. In Fig. 375 ist ein Theil

Fig. 374.



Digitized by Google

eines ſolchen Schwungrades, und zwar in der vordern Anſicht (I.) und im Querſchnitte (II.) abgebildet. *A* iſt ein Stück des Schwungringes, *AB* ein Radarm und *BDEFG* die Roſette mit ihrem Auge *C*. Es iſt der Armkranz oder die Roſette zur Aufnahme von fünf Armenden eingerichtet, und die Befeſtigung dieſer Theile mit der Roſette durch je zwei Schraubenbolzen *m*, *n* bewerkſtelligt. Man kann aber auch den Wellkranz mit den Armen aus dem Ganzen machen und den Schwungkranz beſonders gießen. Schwungräder.

Fig. 375.

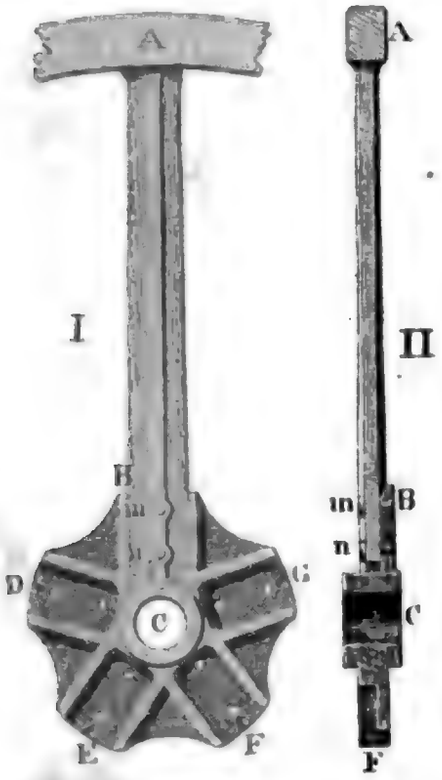


Fig. 376.

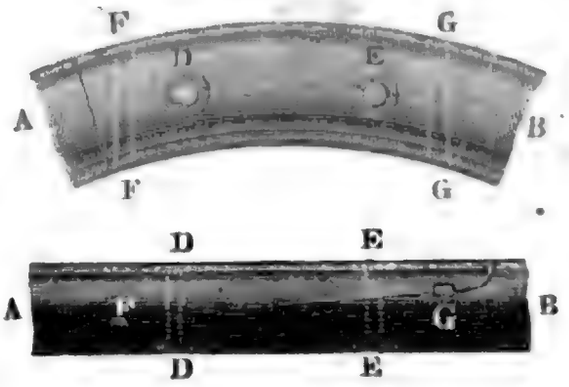


Fig. 377.

Große Schwungringe von 15 Fuß Höhe und darüber müſſen aus zwei bis ſechs Stücken zuſammengeſetzt werden. Uebrigens kann man aber hierbei jede Felge oder jedes Ringſtück gleich mit einem Arme aus dem Ganzen gießen, oder man kann wieder die Arme mit dem Wellkranz ein Ganzes bilden laſſen, oder man kann endlich, und dies iſt beſonders bei ſehr hohen Rädern nöthig, auch die Radarme einzeln gießen laſſen und dieſelben durch Bolzen, Splinte u. ſ. w. ſowohl mit dem Rad- als auch mit dem Wellkranze verbinden. Die Verbindung der Felgen eines Schwungringes unter einander läßt ſich durch Ueberplattung und mittels Schraubenbolzen bewerkſtelligen; man kann aber auch die Felgenenden ſtumpf an einander anſtoßen und auf dieſelben ſchwalbenſchwanzförmige Platten aus Schmiedeeiſen aufbolzen, oder die zu dieſem Zwecke hohlgegoſſenen Enden der Felgen mit Stücken aus Schmiedeeiſen ausfüllen, und dieſelben durch Splinte mit den Felgen feſt verbinden. Eine Felgenverbindung der erſten Art zeigt Fig. 376. *A* und *B* ſind übereinandergeplattete Felgenenden, *DD* und *EE* die durchgezogenen Schraubenbolzen und *FF* und *GG* die eingelegten Federn. Die zweite Verbindungsweiſe iſt aus Fig. 377 zu erſehen; *A* und *B* ſind die

Digitized by Google

Schwungräder. beiden stumpf zusammengestoßenen Felgenenden, DD und EE aber die eingelegten Platten mit den Bolzen DE, DE und einer zwischenliegenden Feder F. In Figur 378 ist noch die Verbindung der Kranzfelgen durch eingesetzte Schienen vor Augen geführt; A und B sind die Felgenenden, CD ist die eingesetzte, und von außen gar nicht sichtbare Schiene, E und F sind eingeschobene Keile, wodurch die Endflächen der Felgen fest an einander getrieben werden können.

Fig. 378.

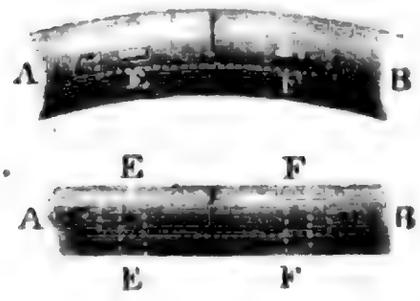
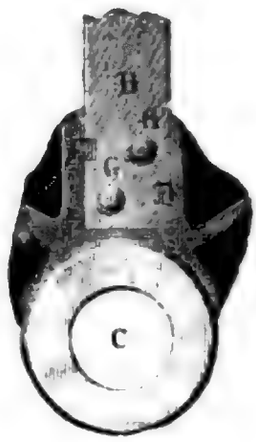


Fig. 380.

Fig. 379.



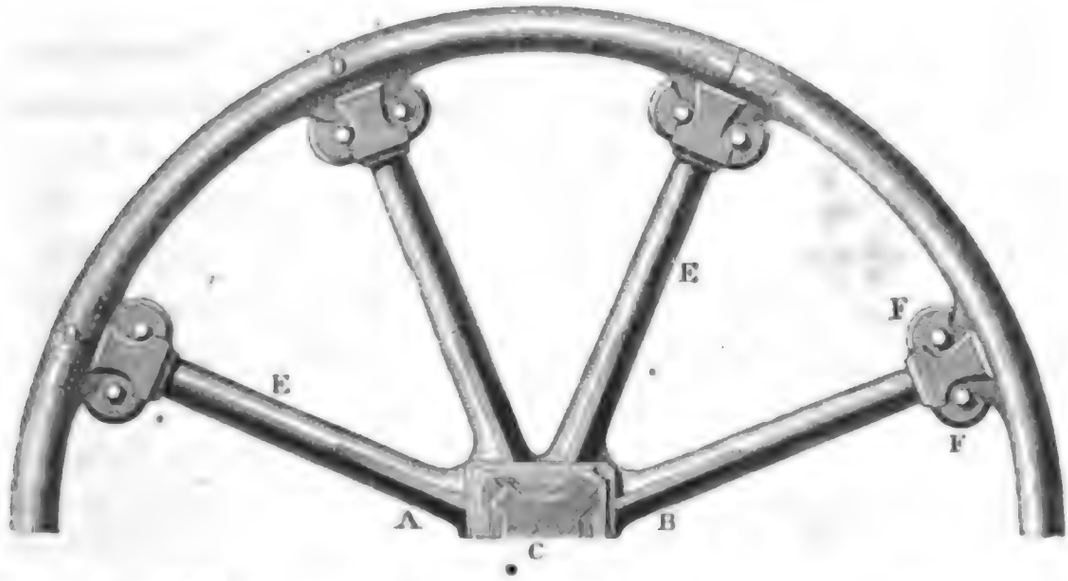
Die Verbindung des Radkranzes erfolgt am einfachsten durch Schwalbenschwänze, in welche man die Armenden auslaufen läßt, und welche man in entsprechenden Ausschnitten am inneren Radumfang verkeilt. Setzt man überdies noch einen radiallaufenden Splint DE, Fig. 379, ein, so wird die Verbindung des Schwalbenschwanzes AB mit dem Radkranze R noch besonders verstärkt. Statt der Schwalbenschwänze wendet man auch wohl bloße Nasen oder Vorsprünge an, wie z. B. aus der Fig. 380 zu ersehen ist, welche überdies noch die Verbindung der Arme mit dem Wellkranz zeigt. Es ist AB der abgebrochen gezeichnete Arm, und es sind DD die Nasen im Rad- und EE im Wellkranze, F, F . . . und G, G . . . Bolzen, wodurch die Armenden gegen ihre Lagerungsflächen gedrückt werden.

Die Verbindungsstellen der Radfelgen liegen entweder zwischen den Verbindungsstellen mit den Radarmen, oder sie fallen mit diesen zusammen. Die letztere Anordnung zeigt Fig. 381. Die Arme des hier abgebildeten Rades bilden mit dem auf der Welle C aufgekeilten Wellkranze AB ein

Digitized by Google

Ganzes, und ſind dagegen mit dem Radkranze durch Schwalbenſchwänze *D* und Schraubenbolzen *F, F* verbunden. Schwungräder.

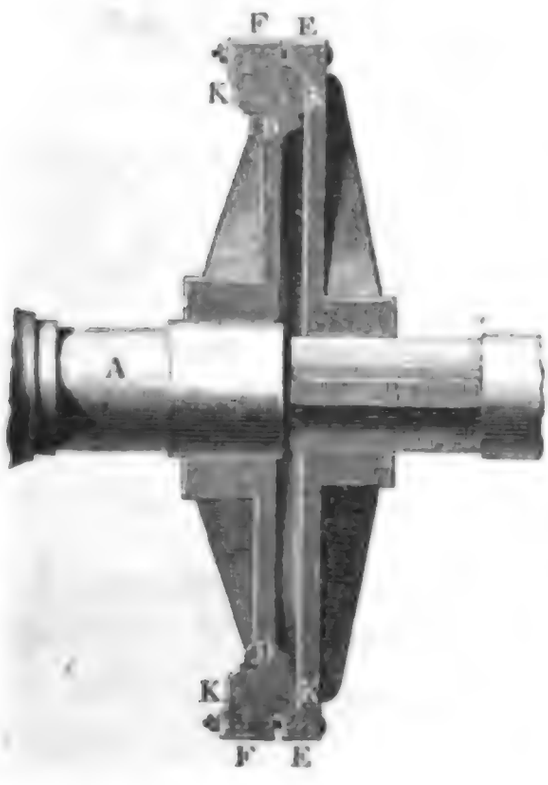
Fig. 381.



Wenn die Welle, worauf das Schwungrad ſitzt, zur Ausgleichung der Gewichte ein Gegengewicht erfordert, ſo wird dieſes mit dem Schwungrade verbunden, indem man an der dem Schwerpunkte des auszugleichenden Gewichtes gegenüberliegenden Stelle ein Stück Blei anbringt, wozu man gleich beim Guſſe des Ringes eine Höhlung am inneren Umfange deſſelben ausſparen kann.

Iſt das Schwungrad plötzlichen Geſchwindigkeitsveränderungen ausgeſetzt, wie z. B. bei Walzwerken, ſo kann leicht ein Abbrechen der Arme deſſelben herbeigeführt werden, weshalb man wohl dieſelben aus Holz macht, oder noch beſſer eine Frictions-Kuppelung anwendet. Eine ſolche Kuppelung wird in Figur 382 vor Augen geführt. Es iſt hier auf jede der zu kuppelnden Wellen *A* und *B* eine Scheibe *D D* und *E E* aufgeſetzt, und es umfaßt die letztere Scheibe die erſtere mittels eines Kranzes *F F*, der durch Schraubenbolzen ſcharf gegen die auf die erſte Scheibe aufgelegten Holzkränze *K K* angezogen wird. Für die gewöhnliche Arbeitsverrichtung der Maſchine iſt die aus dieſem Drucke entſpringende Reibung hinreichend, um die Bewegung der einen Scheibe auf die andere überzutragen;

Fig. 382.

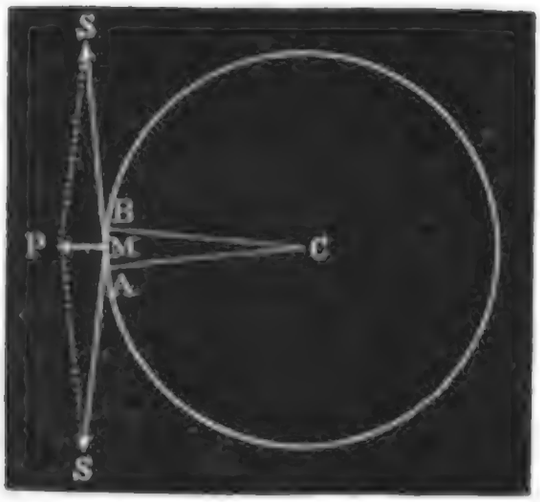


Digitized by Google

Schwungräder. fällt aber die Hindernißlast auf ein Mal sehr groß aus, so ist diese Reibung nicht groß genug, und es dreht sich die eine Scheibe in der anderen noch eine kurze Zeit, bis die Maschine zur Ruhe gelangt.

§. 186. Da die lebendige Kraft, durch welche ein Schwungrad den Gang einer Maschine regulirt, mit dem Gewichte G und mit dem Quadrate v^2 der Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleichmäßig wächst, so kann man von diesen Factoren G und v stets den einen willkürlich auswählen. Bedenkt man aber, daß die Arbeit der Zapfenreibung des Schwungrades nicht mit Gv, sondern mit $G^{3/2}v$ wächst, so ist leicht einzusehen, daß man das Ausgleichungsvermögen eines Schwungrades mit mehr Vortheil durch Vergrößerung der Geschwindigkeit als durch Vergrößerung des Gewichtes hervorbringt. Auf der anderen Seite hat aber auch das Wachsen der Radgeschwindigkeit seine Nachtheile und Grenzen, da mit der Geschwindigkeit des Rades zugleich die Centrifugalkraft, und also auch die Gefahr des Zerreißens des Rades wächst. Aus diesem Grunde geht man mit der Umfangsgeschwindigkeit eines Schwungrades nicht über 100 Fuß hinaus. Uebrigens läßt sich aber auch die Geschwindigkeit eines Schwungringes, bei welcher das Zerreißen desselben zu befürchten ist, leicht, und zwar wie folgt, ausmitteln.

Fig. 383.



Wenn wir eine in II., §. 268, entwickelte Formel hier anwenden, so wissen wir, daß die Centrifugalkraft P eines Bogenelementes $AB = r\alpha$, die Spannung des Bogens in der Tangentialrichtung $S = \frac{P}{\alpha}$ ist, wofern nur α den Bogen des Centriwinkels ACB für den Radius $= 1$ bezeichnet. Nun ist aber nach I., §. 246, die Centrifugalkraft $P = \frac{Mv^2}{r}$, wo M die Masse von AB, v die Geschwindigkeit und r den Halbmesser $CA = CB$ bezeichnen; daher folgt hier $S = \frac{Mv^2}{\alpha r}$.

Ist nun noch F der Querschnitt des Schwungringes, und γ die Dichtigkeit seiner Masse, so haben wir, da die Bogenlänge $AB = \alpha r$ gesetzt werden kann, $M = \frac{F\alpha r\gamma}{g}$ und daher die Spannung

$$S = \frac{Fv^2\gamma}{\gamma}.$$

Schwungräder.

Setzen wir endlich $S = FK$, wo K den Modul der abſoluten Feſtigkeit bezeichnet, ſo erhalten wir $FK = \frac{Fv^2\gamma}{g}$, und es iſt daher die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades $v = \sqrt{\frac{gK}{\gamma}}$ gar nicht von den Raddimenſionen abhängig.

Da nun für Gußeiſen bei ſechsfacher Sicherheit, nach I., §. 189, $K = 144 . 3000$, das Gewicht eines Cubikfußes Gußeiſen $= 7{,}2 . 66 = 475{,}2$ Pfund beträgt und die Beſchleunigung der Schwere $g = 31{,}25$ Fuß iſt, ſo iſt die Maximalgeſchwindigkeit eines Schwungrades

$$v = 12\sqrt{\frac{31{,}25 . 3000}{475{,}2}} = 168 \text{ Fuß.}$$

Dieſe Formel gilt vorzüglich für einen aus dem Ganzen gegoſſenen Schwungring; iſt derſelbe hingegen aus Felgen zuſammengeſetzt, ſo kann er auch durch Zerreißen der Verbindungsſtücke zu Bruche gehen, wenn dieſe keinen hinreichend großen Querſchnitt haben. Da die Spannung $S = \frac{Fv^2\gamma}{g}$ nicht allein vom maſſiven Theile des Ringes, ſondern auch von den Verbindungsſtücken, wie z. B. von den Einſatzplatten mit Schwalbenſchwänzen auszuhalten iſt, ſo können wir, wofern durch F_1 der Querſchnitt und durch K_1 der Feſtigkeitsmodul dieſer Stücke bezeichnet wird, ſetzen:

$$F_1 K_1 = \frac{Fv^2\gamma}{g},$$

$$\text{und daher } F_1 = \frac{v^2\gamma}{gK} F.$$

Um F_1 nicht ſo groß machen zu müſſen als F, verwendet man zu den Verbindungsſtücken lieber Schmiedeeiſen, deſſen Feſtigkeitsmodul mit Hinſicht auf ſechsfache Sicherheit, $K_1 = 10000$ Pfund, alſo über drei Mal ſo groß iſt als der des Gußeiſens. Wir erhalten hiernach

$$F_1 = \frac{475{,}2\, Fv^2}{31{,}25 . 144 . 10000} = 0{,}00001056\, Fv^2.$$

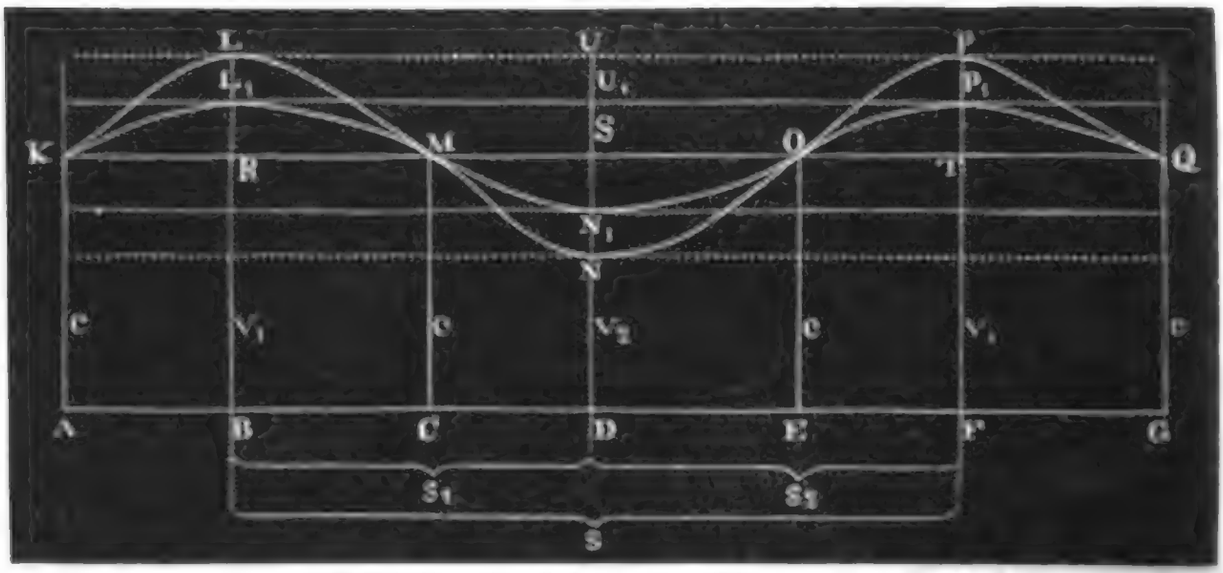
Nimmt man die Maximalgeſchwindigkeit $v = 100$ Fuß, ſo ergiebt ſich $F_1 = 0{,}1056\, F$, es iſt alſo dann der ganze Querſchnitt der Verbindungsſtücke $D\,D$, Fig. 384, reichlich ein Zehntel von dem des ganzen Ringes zu nehmen. Daſſelbe gilt natürlich auch von den Splinten und Bolzen der Verbindungsſtücke in Fig. 376 und Fig. 378

Fig. 384.

Digitized by Google

Schwungräder. §. 187. Der ungleichförmige Gang einer Maschine, so wie die Einwirkung eines Schwungrades oder einer anderen trägen Rotationsmasse auf denselben, läßt sich durch graphische Darstellungen wie in den Figuren 385 und 386 anschaulich machen. Auf der geraden Linie AG sind die Wege

Fig. 385.



eines Punktes der Maschine, abgeschnitten und rechtwinkelig darauf die successiven Geschwindigkeiten desselben oder auch eines anderen Punktes der Maschine aufgetragen; BL, FP repräsentiren z. B. die Maximalgeschwindigkeit v_1 und DN stellt eine Minimalgeschwindigkeit v_2 vor, endlich AK, CM, EO und GQ deuten die mittlere Geschwindigkeit c an. Während also ein Punkt der Maschine den Weg AB zurücklegt, geht die mittlere Geschwindigkeit $AK = c$ in die Maximalgeschwindigkeit $BL = v_1$ über, während ferner den Weg $BCD = s_1$ durchlaufen wird, ändert sich diese Maximalgeschwindigkeit allmälig wieder in die mittlere Geschwindigkeit $CM = c$ und in die Minimalgeschwindigkeit $DN = v_2$ um; ferner während der Zurücklegung des Weges $DEF = s_2$ steigt die letztere Geschwindigkeit wieder bis zur Maximalgeschwindigkeit $FP = v_1$ u. s. w. Es ist also $BF = s = s_1 + s_1$ der Weg in einer Periode, innerhalb welcher die Geschwindigkeit von ihrem Maximum $BL = v_1$ bis zum Minimum $DN = v_2$ herabsinkt, und auch wieder bis auf das erste Maximum $FP = v_1$ zurücksteigt. Die mittlere Geschwindigkeit $c = AK = BR = CM$ u. s. w. wird durch eine gerade Linie KQ angegeben, welche parallel zu AG läuft, und die Schlangenlinie $ALMN$ so schneidet, daß die Flächenräume $AEOK$ und $AEONMLK$ einander gleich sind, also die Segmente KLM und OPQ über KQ eben so groß sind als das Segment MNO, oder daß das letztere = der Summe der Segmenttheile RLM und OPT ausfällt. Die größte Geschwindigkeitsdifferenz $v_1 - v_2$ ist $= RL + SN$, und folglich der Ungleichförmigkeitsgrad dieser Maschine

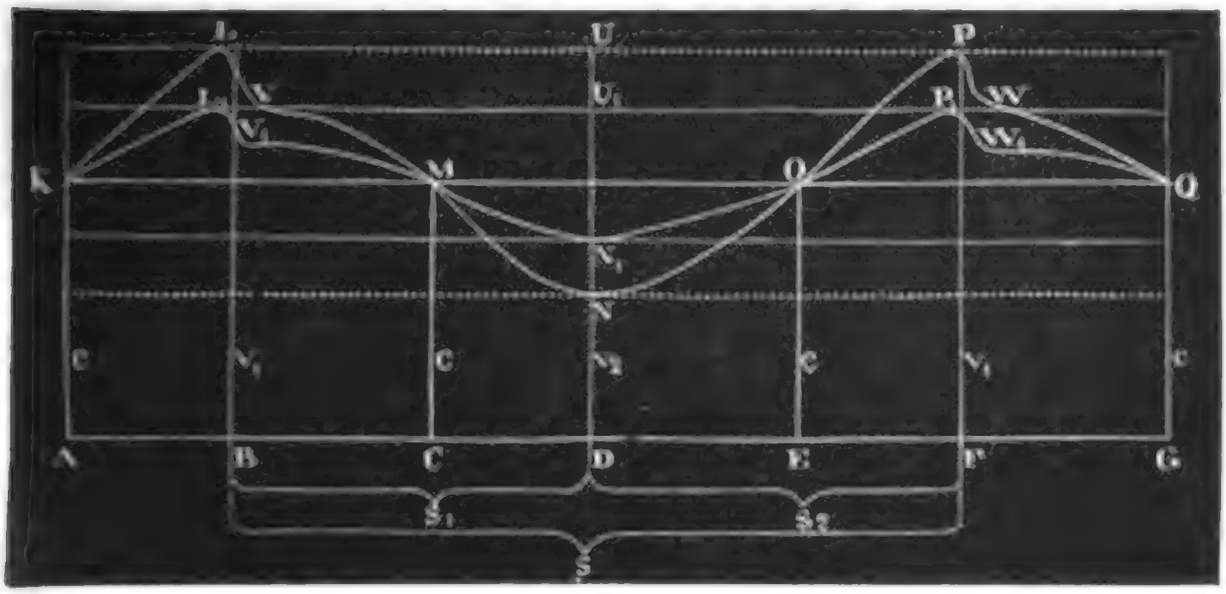
$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = \frac{RL + SN}{AK} = \frac{NU}{DS} = \frac{\text{Höhe der Schlangenlinie}}{\text{Mittlere Abstand d. S. von } AG}.$$

Digitized by Google

Je ungleichförmiger eine Maſchine geht, je größer alſo δ iſt, deſto größer iſt auch die Höhe NU in Hinſicht auf den mittleren Abſtand DS; und umgekehrt, je mehr der Gang einer Maſchine der Gleichförmigkeit ſich nähert, deſto niedriger fällt die Wellenlinie $KLMNP$ aus. Es iſt nun auch leicht einzuſehen, daß die einem gewiſſen Gange einer Maſchine entſprechende Wellenlinie $KLMNO$ in eine andere und niedrigere Wellenlinie KL_1MN_1O übergeht, wenn man die rotirende Maſſe einer Maſchine vergrößert, z. B. die Maſchine mit einem Schwungrade verſieht. Schwungräder.

Etwas anders geſtaltet ſich dieſe Curve, wenn die Maſchine plötzlichen Geſchwindigkeitsveränderungen unterworfen iſt, wie z. B. bei Hammerwerken, Stampfwerken u. ſ. w. So wie nach Erlangung der Maximalgeſchwindigkeit $BL = FP = v_1$ eine neue Periode beginnt und hierbei eine

Fig. 386.



ruhende Maſſe plötzlich in Bewegung geſetzt, z. B. der Hammer eines Hammerwerkes von den Welldaumen ergriffen wird, tritt auch eine faſt momentane Geſchwindigkeitsveränderung $LV = PW$ u. ſ. w. ein, und es ſetzt die Maſchine ihre Bewegung mit der Anfangsgeſchwindigkeit BV fort, die allerdings allmälig wieder in $CM = c$, in $DN = v_2$ und $FP = v_1$ übergeht. Da während der plötzlichen Geſchwindigkeitsveränderung $LV = PW$ kein Weg zurückgelegt wird, ſo fällt natürlich hier die Abweichung der Maximalgeſchwindigkeit $BL = FP = v_1$ von der Minimalgeſchwindigkeit $DN = v_2$ noch größer aus als bei einer Maſchine, wo ſolche Stöße nicht vorkommen. Uebrigens läßt ſich aber auch hier durch Vergrößerung der Umdrehungsmaſſen die Ungleichförmigkeit oder die Höhe $NU = v_1 - v_2$ der Schlangenlinie $KLVMNOP$ vermindern, z. B. letztere in $KL_1V_1MN_1OP_1$, alſo NU in N_1U_1 umändern. Leicht iſt einzuſehen, daß dabei auch der die plötzliche Geſchwindigkeitsveränderung meſſende Sprung $LV = PW$ ein kleinerer, nämlich $L_1V_1 = P_1W_1$ wird.

Digitized by Google

Schwungräder. §. 188. Wenn eine Maschine ohne Stöße oder plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen arbeitet, so ist die Arbeit $P_1 s_1$, welche die trägen Massen derselben während des einen Theiles einer Periode ihrer Bewegung, und zwar während des Ueberganges der Maximalgeschwindigkeit v_1 in die Minimalgeschwindigkeit v_2 verrichten, eben so groß als die Arbeit $P_2 s_2$, welche diese Massen in dem zweiten Theile der Periode, d. i. während die Minimalgeschwindigkeit v_2 in die Maximalgeschwindigkeit v_1 übergeht, wieder in Anspruch nehmen. Ist daher M die constante rotirende Masse, auf irgend einen Punkt der Maschine reducirt, dessen Geschwindigkeit abwechselnd von v_1 zu v_2 sinkt und von v_2 zu v_1 steigt, ist ferner M_1 die eben dahin reducirte Masse, welche sich, wie z. B. ein Kolben sammt seiner Stange hin- und herbewegt, und die Geschwindigkeiten $\varkappa_1 v_1$ und $\varkappa_2 v_2$ besitzt, während die rotirende Masse die Geschwindigkeiten v_1 und v_2 hat, so gilt (vergl. I., §. 81) die Formel $\frac{1}{2} M (v_1^2 - v_2^2) + \frac{1}{2} M_1 (\varkappa_1 v_1^2 - \varkappa_2 v_2^2) = P_1 s_1 = P_2 s_2$. Nun ist aber statt $\frac{v_1 + v_2}{2}$ die mittlere Geschwindigkeit c, und statt $v_1 - v_2 = \delta c$ zu setzen, wo δ den Ungleichförmigkeitsgrad bezeichnet, daher haben wir $v_1 = \frac{c(2+\delta)}{2}$ und $v_2 = \frac{c(2-\delta)}{2}$; es nimmt folglich unsere Grundgleichung folgende Form an:

$$\delta M c^2 + \tfrac{1}{8} M_1 c^2 [\varkappa_1 (2+\delta)^2 - \varkappa_2 (2-\delta)^2] = P_1 s_1 = P_2 s_2,$$

und es folgt nun für die einem geforderten Ungleichförmigkeitsgrad nöthige Rotations- oder Schwungradmasse

$$M = \frac{P_1 s_1}{\delta c^2} - \frac{M_1}{8\delta} [\varkappa_1 (2+\delta)^2 - \varkappa_2 (2-\delta)^2],$$

oder einfacher, da wir stets verlangen müssen, daß δ ein kleiner ächter Bruch, also $(2 \pm \delta)^2$ sehr nahe $= 4 \pm 4\delta$ sei,

$$M = \frac{P_1 s_1}{\delta c^2} - \frac{M_1}{2} \left(\varkappa_1 + \varkappa_2 + \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{\delta} \right).$$

Endlich läßt sich die Ueberwucht oder die Arbeit $P_1 s_1 = P_2 s_2$ der trägen Massen, $= \mu . \frac{60'' L}{u}$ setzen, wenn man unter L die Arbeit der Maschine pro Secunde, also unter $\frac{60'' L}{u}$ die Arbeit pro Umdrehung versteht, und also annimmt, daß $P_1 s_1 = P_2 s_2$ der μte Theil dieser Arbeit sei; folglich haben wir für die praktische Anwendung noch geeigneter

$$M = \frac{60'' \mu}{\delta} \cdot \frac{L}{u c^2} - \frac{M_1}{2} \left(\varkappa_1 + \varkappa_2 + \frac{\varkappa_1 - \varkappa_2}{\delta} \right) \text{ zu setzen.}$$

Uebrigens ist in sehr vielen Fällen die in absetzender Bewegung befindliche und mit M auf einen und denselben Punkt zu reducirende Masse M_1 gegen

Digitized by Google

die rotirende Maſſe M klein genug, um ſie ganz außer Acht zu laſſen, alſo Schwungräder.

$$M = \frac{60\mu}{\delta} \cdot \frac{L}{u c^2} \quad \text{oder}$$

$$Mc^2 = \frac{60\mu}{\delta} \cdot \frac{L}{u} \quad \text{ſetzen zu können.}$$

Dieſe Formel geſtattet eine unmittelbare Anwendung auf alle Krummzapfenbewegungen. Wir haben im dritten Kapitel für dieſe gefunden

$$\delta = \psi \cdot \frac{Qr}{Mc^2} = \chi \frac{Pr}{Mc^2},$$

wo P die Umdrehungs- und Q die Stangenkraft, r den Warzenkreishalbmeſſer, c die mittlere Warzengeſchwindigkeit und M die auf den Warzenkreis reducirte Umdrehungsmaſſe, ψ und χ für verſchiedene Krummzapfenmechanismen beſonders berechnete Coefficienten ſind.

Wir haben folglich hier ohne weitere Unterſuchung

$$Mc^2 = \chi \cdot \frac{Pr}{\delta} = \frac{\chi}{\delta} \cdot \frac{30\,Pc}{\pi u} \quad \text{oder}$$

$$Mc^2 = 15300 \cdot \frac{\chi}{\pi\delta} \cdot \frac{L}{u} \text{ zu ſetzen,}$$

wenn wir unter L die Arbeit $\frac{Pc}{510}$ der Maſchine in Pferdekräften verſtehen; es iſt alſo hier

$$60\mu = 15300 \cdot \frac{\chi}{\pi} = \frac{15300}{\pi} \cdot \frac{\pi}{2} \psi = 7650\,\psi \text{ zu ſetzen.}$$

Es iſt übrigens ganz gleich, ob wir für M die auf den Warzenkreis reducirte Umdrehungsmaſſe und für c die Umdrehungsgeſchwindigkeit der Warze, oder ob wir für M die auf den Umfang des Schwungrades reducirte Maſſe und für c die Umfangsgeſchwindigkeit dieſes Rades einſetzen, da zwei Maſſen M und M_1 einander vollſtändig erſetzen, wenn ihre lebendigen Kräfte Mc^2 und $M_1 c_1^2$ einander gleich ſind.

Beiſpiel. Für einen einfachen Krummzapfen von doppelter Wirkung und ſehr langer Lenkſtange iſt Seite 209 der Ungleichförmigkeitsgrad gefunden worden

$$\delta = 0{,}4210 \frac{Qr}{Mc^2};$$

folglich haben wir umgekehrt

$$Mc^2 = 0{,}4210 \frac{Qr}{\delta} = 3220{,}65 \frac{L}{\delta u}.$$

Nehmen wir, nach Watt, $\delta = 1/32$, ſo erhalten wir

$$Mc^2 = 32 \cdot 3220{,}65 \frac{L}{u} = 103061 \frac{L}{u},$$

und wenn man die Maſſe M durch das Gewicht $G = gM = 31{,}25\,M$ erſetzt

$$Gc^2 = 31{,}25 \cdot 103061 \cdot \frac{L}{u} = 3220656 \frac{L}{u}.$$

Digitized by Google

Schwungräder. Ist nun die Umdrehungszahl des Schwungrades pro Minute $u = 20$, und der Halbmesser desselben $r = 10$ Fuß, die Leistung der Maschine aber $L = 40$ Pferdekräfte, so erhalten wir die Umdrehungsgeschwindigkeit

$$c = \frac{\pi u r}{30} = 0{,}10472 \,.\, 20 \,.\, 10 = 20{,}944 \text{ Fuß},$$

und daher das erforderliche Gewicht des Schwungringes

$$G = \frac{3220656 \,.\, 40}{20{,}944^2 \,.\, 20} = 14684 \text{ Pfund}.$$

§. 189. Wenn wir in der Formel

$$G c^2 = 31{,}25 \,.\, 7650 \,.\, \frac{\psi L}{\delta u} = 31{,}25 \,.\, \frac{15300}{\pi} \,.\, \frac{\chi L}{\delta u}$$

$$= 239060 \frac{\psi L}{\delta u} = 152190 \frac{\chi L}{\delta u}$$

die verschiedenen Krummzapfenmechanismen entsprechenden Werthe von ψ und χ aus den Tabellen des dritten Kapitels (Band III.) auf Seite 211, 229 und 233 einsetzen, so erhalten wir eine Menge Specialformeln zur Bestimmung der Schwungradgewichte, und es sind dieselben in der folgenden Tabelle neben einander gestellt worden.

Tabelle zur Bestimmung der Schwungradgewichte,

enthaltend die Coefficienten

$$\alpha = 152190\,\chi \text{ und}$$

$$\alpha_1 = 152190 \frac{\chi}{\delta} = 152190 \,.\, 32\,\chi = 4870080\,\chi$$

der Formeln $G = \alpha \dfrac{L}{\delta u c^2}$ und $G = \alpha_1 \dfrac{L}{u c^2}$.

	α	α_1
I. Krummzapfen mit constanter Stangenkraft Q, wie z. B. für Pumpen, Sägemühlen und Dampfmaschinen ohne Expansion.		
1) Einfache Krummzapfen:		
bei der Lenkstangenlänge . . $l = \infty$	100640	3221000
„ „ „ . . $l = 6r$	119000	3808000
„ „ „ . . $l = 5r$	123210	3943000
„ „ „ . . $l = 4r$	129950	4159000
2) Doppelte Krummzapfen mit auf Viertel gestellten Warzen, wie z. B. bei Locomotiven:		
bei der Lenkstangenlänge . . $l = \infty$	10090	322800
„ „ „ . . $l = 6r$	27950	894200
„ „ „ . . $l = 5r$	32330	1035000
„ „ „ . . $l = 4r$	38060	1218000

Digitized by Google

Schwungräder

	α	α_1
3) Dreifacher Krummzapfen mit auf das Drittel geſtellten Warzen:		
bei der Lenkſtangenlänge . . $l = \infty$	2880	92300
„ „ „ . . $l = 5r$	9240	295800
II. Krummzapfen mit veränderlicher Stangenkraft, und insbeſondere für Expanſionsdampfmaſchinen.		
1) Einfache Krummzapfen:		
mit der Lenkſtangenlänge . . $l = 5r$		
bei dem Expanſionsverhältniß $\varepsilon = 2$	194800	6234000
„ „ „ $\varepsilon = 3$	209100	6691000
„ „ „ $\varepsilon = 4$	216300	6922000
„ „ „ $\varepsilon = 5$	221100	7076000
„ „ „ $\varepsilon = 6$	224800	7193000
2) Doppelte Krummzapfen mit auf das Viertel geſtellten Warzen und unendlich langer Lenkſtange, ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe:		
bei dem Expanſionsverhältniß $\varepsilon = 2$	4490	143700
„ „ „ $\varepsilon = 3$	14670	469500
„ „ „ $\varepsilon = 4$	20680	661800
„ „ „ $\varepsilon = 5$	25000	800100
„ „ „ $\varepsilon = 6$	27760	888300

In Betreff dieſer Tabelle iſt noch zu bemerken, daß ſie in G nicht das bloße Gewicht des Schwungringes, ſondern die in Gewicht verwandelte vollſtändige Umdrehungsmaſſe der Maſchine mit Einſchluß der Hälfte derjenigen Maſſen, welche ſich abſetzend bewegen, beſtimmt. Da in der Formel G und c^2 zugleich vorkommen, ſo iſt es gleichgültig, auf welchen Punkt die Maſſe $\frac{G}{g}$ reducirt wird, wenn nur für c die Geſchwindigkeit dieſes Punktes geſetzt wird. Der letzte Theil (II. 2)) dieſer Tabelle giebt, da er nur für unendlich lange Lenkſtangen und ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe berechnet worden iſt, zu kleine Werthe an, die nach Umſtänden wohl verdoppelt werden müſſen.

§. 190. Das Gewicht des Schwungrades für Maſchinen, welche, wie Hammer-, Poch- und Walzwerke, plötzlichen Geſchwindigkeitsveränderungen unterworfen ſind, läßt ſich auf folgende Weiſe ausmitteln. Denken wir uns wieder ſämmtliche Kräfte und Maſſen auf denſelben Punkt, z. B. bei einem Walzwerke auf den Umfang der Walzen, oder bei einem Ham-

Schwungräder. merwerke auf den Punkt reducirt, in welchem der Hammer von den Welldaumen ergriffen wird. Bezeichnen wir die constant wirkende Umdrehungskraft durch P, die in Absätzen zu bewegende Last, z. B. das Gewicht des Hammers, durch Q, ferner die stetig rotirende Masse durch M und die abwechselnd aus der Ruhe in Bewegung zu setzende Masse durch M_1, und setzen wir wieder die Maximalgeschwindigkeit $= v_1$ und die Minimalgeschwindigkeit $= v_2$.

Ein Spiel oder eine Periode der Bewegung der Maschine besteht hier aus drei Theilen. Zuerst wird die Last Q von der Maschine stoßweise ergriffen und es geht fast plötzlich die Maximalgeschwindigkeit v_1 des Angriffspunktes der Kraft in eine kleinere Geschwindigkeit v über, welche, wenn wir einen unelastischen Stoß voraussetzen, nach I., §. 272 durch die Formel $v = \frac{M v_1}{M + M_1}$ bestimmt wird.

In dem folgenden Theile der Periode, während welcher die Maschine die Last Q bewegt, also wirkliche Arbeit verrichtet, besitzt die Maschine eine verzögerte Bewegung und es geht hierbei die Geschwindigkeit allmälig in ihr Minimum v_1 über. Hieran schließt sich endlich der letzte Theil des ganzen Spieles, in welchem die Maschine ganz leer geht, also ihr Arbeitsvermögen nur auf die Beschleunigung ihrer Masse M verwendet, und die Geschwindigkeit wieder zu ihrem Maximalwerthe gelangt. Während des Stoßes, oder während des ersten Theiles der Periode ist der Weg der Maschine oder des Punktes, auf welchen wir die Kraft und Last, sowie alle Massen reducirt annehmen, fast Null, in dem zweiten Theile der Periode hingegen durchläuft Kraft und Last einen gewissen Weg s, und im letzten Theile des Spieles legt die Kraft allein einen gewissen Weg s_1 zurück. Deshalb gelten denn auch für die beiden letzten Bewegungszustände die bekannten Formeln

$$P s = Q s - {}^1/_2 (M + M_1)(v^2 - v_2^2) \text{ und}$$
$$P s_1 = {}^1/_2 M (v_1^2 - v_2^2).$$

Setzen wir in der letzten Formel, wie in §. 188, $\frac{v_1 + v_2}{2} = c$ und $v_1 - v_2 = \delta c$, bezeichnen wir also auch hier die mittlere Geschwindigkeit der Maschine durch c und den Grad der Ungleichförmigkeit derselben durch δ, so erhalten wir folgende Grundformel:

$$P s_1 = \delta M c^2, \text{ oder}$$
$$M = \frac{P s_1}{\delta c^2},$$

aus der sich die einem gewissen Ungleichförmigkeitsgrade δ entsprechende Umdrehungsmasse M berechnen läßt.

Digitized by Google

Schwungräder.

Iſt μ das Verhältniß $\frac{s_1}{s+s_1} = \frac{Ps_1}{P(s+s_1)}$ des Weges s_1, während die Maſchine leer geht, zum ganzen Weg $s+s_1$ eines Spieles, oder das Verhältniß der Ueberwucht oder Arbeit während des beſchleunigten Ganges zur Arbeit während eines ganzen Spieles, ſo kann man auch ſchreiben:

$$M = \frac{\mu P (s+s_1)}{\delta c^2}$$

$$= \frac{60'' \mu}{\delta} \cdot \frac{L}{u c^2},$$

wenn u die Anzahl der Spiele pro Min. und L die Leiſtung $\frac{n}{60} P(s+s_1)$ der Maſchine pro Secunde bezeichnet.

Da die Arbeit $P(s+s_1)$ nicht allein auf die Ueberwindung der Laſt Q, ſondern auch auf die Veränderung des Bewegungszuſtandes der Maſſe M_1 verwendet wird, und da durch den Stoß ſelbſt, nach I., §. 275, die Arbeit $\frac{1}{2}(v_1 - v)^2 \frac{MM_1}{M+M_1}$ verloren geht, ſo haben wir zu ſetzen

$$P(s+s_1) = Qs + \tfrac{1}{2} M_1 v_2^2 + \tfrac{1}{2} \cdot \frac{MM_1}{M+M_1} \cdot (v_1 - v)^2, \text{ oder}$$

$$\frac{n}{60} P(s+s_1) = \frac{u}{60} Qs + \frac{n}{60} \left(\tfrac{1}{2} M_1 v_2^2 + \tfrac{1}{2} \cdot \frac{MM_1}{M+M_1} (v_1 - v)^2 \right)$$

d. i.

$$L = L_1 + \frac{u}{60} \left(\tfrac{1}{2} M_1 v_2^2 + \tfrac{1}{2} \frac{MM_1}{M+M_1} (v_1 - v)^2 \right),$$

wofern $L_1 = \frac{u}{60} Qs$ die Arbeit der Laſt Q pro Secunde bezeichnet.

Nun iſt aber noch

$$v = \frac{Mv_1}{M+M_1}, \text{ ferner}$$

$$v_1 = \left(1 + \frac{\delta}{2}\right) c, \text{ ſowie } v_2 = \left(1 - \frac{\delta}{2}\right) c;$$

daher folgt dann

$$L = L_1 + \frac{u}{60} \cdot \frac{c^2}{2} \left[\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 M_1 + \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 \frac{MM_1^3}{(M+M_1)^3} \right],$$

und die geſuchte Umdrehungsmaſſe

$$M = \frac{60'' \mu}{\delta} \cdot \frac{L_1}{u c^2} + \frac{\mu}{2\delta} \left[\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 M_1 + \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 \frac{MM_1^3}{(M+M_1)^3} \right],$$

oder einfacher, da δ ſehr klein gegen 1 gefordert werden muß:

$$M = \frac{60'' \mu}{\delta} \cdot \frac{L_1}{u c^2} + \frac{\mu}{2\delta} \left(M_1 + \frac{MM_1^3}{(M+M_1)^3} \right).$$

Digitized by Google

Schwungräder. Drücken wir noch die Massen M und M_1 durch Gewichte $G = gM$ und $G_1 = gM_1$, sowie die Leistung L_1 in Pferdekräften aus, so erhalten wir für das Gewicht des Schwungringes die Formel

$$G = 31{,}25 \cdot \frac{60''\mu}{\delta} \cdot \frac{510\,L_1}{u\,c^2} + \frac{\mu}{2\delta}\left(G_1 + \frac{G\,G_1{}^3}{(G+G_1)^3}\right)$$

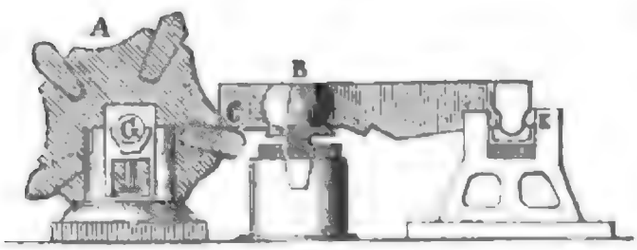
$$= 956250 \cdot \frac{\mu\,L_1}{\delta\,u\,c^2} + \frac{\mu}{2\delta}\left(G_1 + \frac{G\,G_1{}^3}{(G+G_1)^3}\right).$$

In der Regel ist G_1 gegen G so klein, daß sich diese Gleichung in Beziehung auf G sehr bequem auf dem Wege des Näherns auflösen läßt.

Anmerkung. In den Artikeln »Hammerwerke, Pochwerke, Walzwerke u. s. w.« wird dieser Gegenstand weiter verfolgt.

Beispiel. Ein Stirnhammer CK von 10000 Pfund Gewicht, Fig. 387, wird mittels Hebedaumen durch eine mit 2 Fuß Geschwindigkeit umlaufende Welle AG pro Minute 90mal und zwar so hoch aufgehoben, daß der Schwerpunkt desselben 1 Fuß senkrecht steigt; wie groß ist das erforderliche Gewicht der Umdrehungsmasse, wenn die Welle während des Anhebens denselben Weg zurücklegt, als während des Leergehens, wenn also $\mu = 1/2$ ist, und wenn der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = 1/20$ gefordert wird? Die effective Leistung dieser Maschine ist $L_1 = \frac{90}{60} \cdot 10000 \cdot 1 = 15000$ Fußpfund $= 29{,}412$ Pferdekräfte, da sie in jeder Secunde den Hammer $\frac{90}{60} = 3/2$ mal hebt und hierbei jedes Mal $10000 \cdot 1 = 10000$ Fußpfund leistet; das erforderliche Umdrehungsgewicht auf den Angriffspunkt der Daumen reducirt, ist nach der letzten Formel

Fig. 387.



$$G = 956250 \cdot \frac{\mu\,L_1}{\delta\,u\,c^2} + \frac{\mu}{2\delta}\left(G_1 + \frac{G\,G_1{}^3}{(G+G_1)^3}\right)$$

$$= 956250 \cdot 1/2 \cdot \frac{29{,}412}{1/20 \cdot 90 \cdot 4} + \frac{1/2}{2 \cdot 1/20}\left(G_1 + \frac{G\,G_1{}^3}{(G+G_1)^3}\right)$$

$$= 781250 + 5\left(G_1 + \frac{G\,G_1{}^3}{(G+G_1)^3}\right).$$

Wäre nun noch die träge Masse des Hammers, auf den Angriffspunkt C reducirt, $G_1 = 6000$ Pfund, so hätte man

$$G = 781250 + 5\left[6000 + \left(\frac{6000}{G+6000}\right)^3 G\right],$$

und es ist nun schon sehr genau

$$G = 781250 + 30000 = 811250 \text{ Pfund},$$

da das Glied $5 \cdot \left(\frac{6000}{G+6000}\right)^3 G$, wenn man darin $G = 811250$ setzt, nur $5 \cdot \left(\frac{6000}{817250}\right)^3 \cdot 811250 = 1{,}6$ Pfund giebt.

Digitized by Google

Schwungräder.

Iſt der mittlere Halbmeſſer des Schwungrades 5mal ſo groß als der Hebelarm GC des Daumens C, läuft alſo auch der Schwungring 5mal ſo ſchnell um, als der Daumen, ſo hat man das eigentliche Gewicht des Schwungringes

$$\frac{G}{5^2} = \frac{811250}{25} = 32450 \text{ Pfund.}$$

§. 191. Die vorſtehende Theorie des Schwungrades giebt uns die träge Maſſe $M = \frac{G}{g} = 0{,}032\,G$ dieſes Maſchinentheiles auf einen gewiſſen, mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit c umlaufenden Punkt reducirt; nun beſteht aber dieſe Maſſe in der Regel aus einem Ringe, aus einer gewiſſen Anzahl von Armen und aus einer Hülſe; es iſt daher noch zu erörtern, wie ſich die ganze Maſſe M auf dieſe einzelnen Theile vertheilt. Den größten Theil dieſer Maſſe liefert der Schwungring, da dieſer nicht allein das größte Gewicht, ſondern auch die größte Geſchwindigkeit, und folglich das größte Trägheitsmoment beſitzt. Die Radarme vergrößern die Maſſe des Schwungrades nur wenig, da ſie nicht allein viel leichter ſind als der Schwungring, ſondern auch eine viel kleinere mittlere Geſchwindigkeit haben als der Ring. Die Hülſe des Schwungrades hat endlich bei ihrem mäßigen Gewichte und ihrer kleinen Umdrehungsgeſchwindigkeit in Hinſicht auf den Schwungring ein ſo kleines Trägheitsmoment, daß deren träge Maſſe ganz unbeachtet bleiben kann.

Iſt R das Gewicht des Schwungringes und A das Gewicht der Arme, welche dieſen Ring mit der Hülſe verbinden, iſt ferner r_1 der äußere und r_2 der innere Halbmeſſer des Ringes, ſo hat man, in ſofern man die Querſchnitte deſſelben als ein Rechteck und die Arme als dünne Prismen behandelt, nach I., §. 235 und §. 232, das Trägheitsmoment des Ringes $= \frac{1}{2} R\,(r_1^2 + r_2^2)$ und das der Arme $= \frac{1}{3} A r_2^2$, alſo das des ganzen Schwungrades,

$$T = \tfrac{1}{2} R\,(r_1^2 + r_2^2) + \tfrac{1}{3} A r_2^2.$$

Führen wir aber den mittleren Halbmeſſer $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ und die Ringbreite $b = r_1 - r_2$ ein, ſo erhalten wir

$$T = R\left(r^2 + \frac{b^2}{4}\right) + \tfrac{1}{3} A \left(r - \frac{b}{2}\right)^2,$$

wofür der Einfachheit wegen, da b nicht leicht über $0{,}1\,r$, alſo $\frac{b^2}{4}$ nicht leicht über $\frac{1}{400} r^2$, und A anſehnlich kleiner als R iſt,

$$T = (R + \tfrac{1}{3} A)\, r^2$$

geſetzt werden kann, ſo daß nun ſehr einfach die auf den mittleren Radhalbmeſſer reducirte Maſſe des Schwungrades

$$M = \frac{(R + \frac{1}{3} A)\, r^2}{g r^2}, \text{ oder } G = R + \tfrac{1}{3} A \text{ folgt.}$$

Digitized by Google

Schwungräder. Wenn wir daher nach einer Regel des vorigen Paragraphen die träge Maſſe $M = \frac{G}{g}$ des Schwungrades beſtimmt haben, ſo kommt es nun noch darauf an, dieſelbe auf den Ring R und auf die Arme zu vertheilen. Iſt F der Querſchnitt des Schwungringes, $F_2 = \nu F$ der der Arme, n die Anzahl derſelben und γ die Dichtigkeit des Gußeiſens, aus welchem das ganze Rad beſteht, ſo haben wir

$$R = 2\pi r F \gamma \text{ und } A = n F_2 r \gamma = \nu n F r \gamma, \text{ daher}$$
$$G = 2\pi F r \gamma + {}^1/_3 n F_2 r \gamma = (2\pi + {}^1/_3 \nu n) F r \gamma,$$

und es beſtimmt ſich daher der Querſchnitt des Schwungringes aus der Maſſe $M = \frac{G}{g}$ des ganzen Rades, mittels der Formel

$$F = \frac{G}{(2\pi + {}^1/_3 \nu n) r \gamma} = \frac{0{,}00033493}{1 + 0{,}053\,\nu n} \cdot \frac{G}{r} \text{ Quadratfuß}$$
$$= 0{,}04823\,(1 - 0{,}053\,\nu n)\,\frac{G}{r} \text{ Quadratzoll},$$

wobei jedoch r in Fußen zu geben iſt.

Die Anzahl n der Radarme iſt 4 bis 8, das Querſchnittsverhältniß $\nu = \frac{F_2}{F} = {}^1/_4$ bis ${}^1/_2$, und die radiale Breite des Ringes ein bis zwei Mal ſo groß als deſſen Dicke.

Beiſpiel. Wenn wir dem Schwungrade in §. 190, deſſen Gewicht wir 32450 Pfund gefunden haben, $n = 6$ Arme, jeden vom Querſchnitte $F_2 = \nu F = {}^1/_3 F$ und von der Länge $r = 10$ Fuß geben wollen, ſo muß der Querſchnitt ſeines Ringes

$$F = 0{,}04823\,(1 - 0{,}053 \,.\, 6 \,.\, {}^1/_3) \,.\, \frac{32450}{10}$$
$$= 0{,}04823 \,.\, 0{,}894 \,.\, 3245 = 139{,}6 \text{ Quadratzoll}$$

erhalten, und wäre nun noch das Verhältniß der Breite d zur Dicke e dieſes Querſchnittes $= {}^3/_2$ gefordert, ſo würde

$${}^3/_2\, e^2 = 139{,}6, \text{ folglich}$$
$$e = 9{,}647 \text{ und } d = 14{,}470 \text{ Zoll}$$

gemacht werden müſſen.

§. 192. Da die lebendige Kraft, mit welcher das Schwungrad den Gang einer Maſchine regulirt, vermittels der Radarme vom Schwungringe auf die Welle und die übrige Maſchine übertragen wird, ſo ſind dieſe einer Spannung ausgeſetzt, und zwar einer Spannung, die ſich innerhalb einer Periode oder eines Spieles der Maſchine ſtetig ändert, ſo daß dieſe Arme während des beſchleunigten Ganges der Maſchine nach der einen, und während des verzögerten Ganges derſelben nach der anderen Seite gebogen werden. Um dieſer ſich unaufhörlich ändernden Biegung

Digitized by Google

auf die Dauer hinreichenden Widerſtand entgegenzuſetzen, müſſen daher auch die Arme eine angemeſſene Stärke erhalten, die ſich wie folgt berechnen läßt. Schwungräder.

Nehmen wir an, daß ſich das Schwungrad um den Bogen α dreht, während ſeine Maximalgeſchwindigkeit v_1 in die Minimalgeſchwindigkeit v_2 übergeht, und ſetzen wir wieder den mittleren Halbmeſſer des Schwungrades $= r$, ſowie die träge Maſſe deſſelben, auf r reducirt, $= M$. Dann erhalten wir die Kraft, mit welcher die Radarme abwechſelnd vor- und rückwärts gebogen werden:

$$P = \frac{\text{Arbeit}}{\text{Weg}} = \frac{{}^1/_2 M(v_1{}^2 - v_2{}^2)}{\alpha r},$$

oder, da ${}^1/_2 (v_1{}^2 - v_2{}^2) = (v_1 - v_2) \frac{(v_1 + v_2)}{2} = \delta c^2$ iſt,

$$P = \frac{\delta M c^2}{\alpha r}.$$

Iſt nun n die Anzahl der Radarme, h die Dicke, und $b = mh$ die Breite eines Radarmes, jene in tangentieller, und dieſe in axieller Richtung gemeſſen, ſo haben wir die Kraft zum Abbrechen dieſer Arme (vergl. II., §. 111):

$$P = n \,.\, \frac{bh^2}{r} \cdot \frac{K}{6} = \frac{mnh^3}{r} \cdot \frac{K}{6},$$

und es gilt daher die Gleichung

$$Pr = \frac{\delta M c^2}{\alpha} = mnh^3 \,.\, \frac{K}{6}, \text{ wornach ſich}$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{\delta M c^2}{\alpha mn \,.\, \frac{K}{6}}} \text{ ergiebt.}$$

Führen wir ſtatt der lebendigen Kraft Mc^2 der Schwungradmaſſe die Leiſtung L der Maſchine ein, und ſetzen wir zu dieſem Zwecke

$$\delta M c^2 = 60'' \mu \,.\, \frac{L}{u},$$

ſo erhalten wir folgenden Ausdruck für die Armdicke:

$$h = \sqrt[3]{\frac{60'' \mu L}{\alpha mnu \,.\, \frac{K}{6}}}.$$

Damit die Welle des Schwungrades von der lebendigen Kraft deſſelben nicht abgewürgt werde, muß der Hals der Welle, an welchem das Schwungrad aufſitzt, ebenfalls eine gewiſſe Stärke d erhalten. Setzen wir das Moment zum Abwürgen $Pr = d^3 \,.\, K_1$, ſo erhalten wir hiernach

$$d = \sqrt[3]{\frac{\delta M c^2}{\alpha K_1}} = \sqrt[3]{\frac{60 \mu L}{\alpha u K_1}},$$

Digitized by Google

Schwungräder. und es folgt das Verhältniß

$$\frac{h}{d} = \sqrt[3]{\frac{6K_1}{mnK}}.$$

Nehmen wir nun aus I., §. 203, $\frac{K}{6} = 1700$ und $K_1 = {}^1/_8 \,.\, 12600 = 1575$, so erhalten wir $\frac{h}{d} = 0{,}975 \sqrt[3]{\frac{1}{mn}}$ oder nahe $= \frac{1}{\sqrt[3]{mn}}$.

Für runde Wellen, welche die Leistung L unmittelbar übertragen, ist

$$d = \sqrt[3]{\frac{Pr}{K_1}} = \sqrt[3]{\frac{Lr}{vK_1}} = \sqrt[3]{\frac{30L}{\pi u K_1}}.$$

Nun haben wir aber bei Wasser- und anderen Rädern (s. II., §. 111) $d = 6{,}12 \sqrt[3]{\frac{L}{u}}$ Zoll gesetzt, wenn L in Pferdekräften gegeben ist; folglich können wir nehmen

$$\sqrt[3]{\frac{30}{\pi K_1}} = 6{,}12, \text{ und } \sqrt[3]{\frac{60}{K_1}} = 6{,}12\sqrt[3]{2\pi} = 11{,}29;$$

so daß sich nun die Wellenstärke für Schwungräder

$$d = 11{,}29 \sqrt[3]{\frac{\mu L}{\alpha u}} \text{ Zoll}$$

ergiebt, und endlich hiernach die Armdicke $h = \frac{1}{\sqrt[3]{mn}}$ und Armbreite $b = mh$ leicht berechnet werden kann.

Beispiel. Wenn für das Schwungrad eines Stirnhammers im Beispiele zu §. 190 die Leistung $L = 29{,}412$ Pferdekräfte gefunden, wenn ferner für dieses Rad $\mu = {}^1/_2$, $\alpha = \frac{\pi}{6}$ und $u = 10$ angenommen worden ist, so können wir nun auch die erforderlichen Hals- und Armstärken dieses Rades finden. Es ist nämlich die Halsstärke

$$d = 11{,}29 \sqrt[3]{\frac{{}^1/_2 \,.\, 29{,}412}{\frac{\pi}{6} \,.\, 10}} = 11{,}29 \sqrt[3]{\frac{8{,}8236}{\pi}} = 15{,}93 \text{ Zoll};$$

und wenn man die Anzahl der Arme $n = 6$ und das Dimensionsverhältniß $m = {}^2/_3$ nimmt, die Armdicke

$$h = \frac{d}{\sqrt[3]{mn}} = \frac{d}{\sqrt[3]{4}} = 0{,}630 \,.\, 15{,}93 = 10{,}04 \text{ Zoll},$$

und die Armbreite $b = {}^2/_3 \,.\, 10{,}04 = 6{,}69$ Zoll.

Anmerkung. So nützlich auch ein Schwungrad als Bewegungsregulator und Kraftconservator ist, so bietet es auch den Nachtheil dar, daß es durch seine Zapfenreibung einen nicht unbeträchtlichen Theil des Leistungsvermögens der Maschine verzehrt. Dieser Arbeitsverlust ist nach II., §. 127,

$$L_1 = 0{,}00015\, \varphi u \sqrt{G^3}$$

zu setzen, wenn G das Gewicht des Rades, u die Umdrehungszahl desselben pro

Digitized by Google

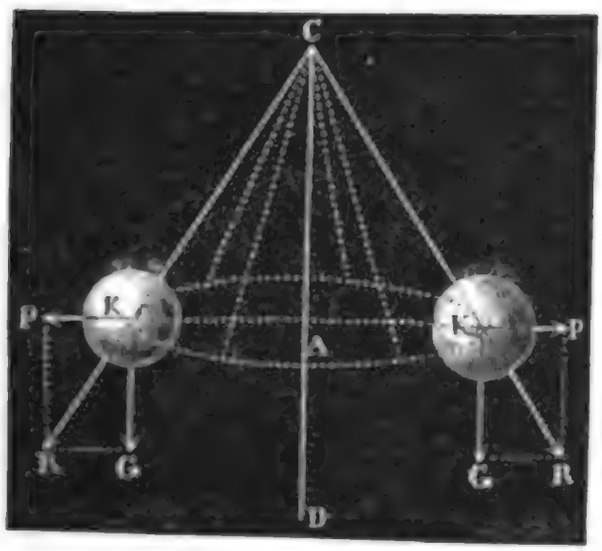
Minute und φ den Reibungscoefficienten bezeichnet. Für das Schwungrad im letzten Beiſpiele iſt hiernach

$L_1 = 0{,}00015 \,.\, 0{,}075 \,.\, 10 \sqrt[3]{32450^3} = 0{,}0001125 \,.\, 4750000 = 534$ Fuß,

d. i. mehr als eine Pferdekraft.

§. 193. Wenn die Kraft oder Laſt einer Maſchine unaufhörlich zufälligen Veränderungen ausgeſetzt iſt, ſo regulirt man den Gang derſelben, indem man den Zutritt des arbeitenden Körpers oder Motors, z. B. des Waſſers, Dampfes u. ſ. w., von der Geſchwindigkeit abhängig macht, ſo daß mit einer Zu- oder Abnahme der Geſchwindigkeit eine Verminderung oder Vergrößerung der arbeitenden Maſſe verbunden iſt und daher jene Zu- oder Abnahme eine gewiſſe Grenze nicht überſchreiten kann. Die Vorrichtungen, wodurch eine ſolche Regulirung des Motors bewirkt wird, kann man im Allgemeinen Gouvernatoren (franz. gouvernateurs, engl. governors) nennen. Einer der vorzüglichſten Gouvernatoren iſt das coniſche Pendel oder der Centrifugal- oder Schwungkugel-Regulator (franz. pendule conique, régulateur à force centrifuge, engl. conical pendulum, governor of Watt). Derſelbe beſteht in der Hauptſache aus einer umlaufenden ſtehenden Welle oder Spindel CD, Fig. 388, und aus zwei Kugeln, den ſogenannten Schwungkugeln K, K, welche durch Arme CK, CK und Charniere C, C mit der erſtern verbunden ſind und ſich in Folge der Umdrehung der Welle von dieſer entfernen, ſo daß ſie ſich ſelbſt in einem Kreiſe, und ihre Arme in einem Kegelmantel um die Axe CD herumdrehen. Coniſches Pendel.

Fig. 388.



Die Stellung der Kugeln gegen die Umdrehungsaxe iſt durch das Gleichgewicht zwiſchen dem Gewichte G und der Centrifugalkraft P derſelben bedingt, welches eintritt, ſowie die Mittelkraft aus G und P in der Richtung des Armes CK zieht, und daher R von dem Aufhängepunkte C aufgenommen wird. Die Aehnlichkeit der Dreiecke CAK und KGR giebt uns die Proportion

$$\frac{CA}{KA} = \frac{KG}{RG};$$

bezeichnen wir folglich noch den Abſtand AK der Kugelmittelpunkte von der Umdrehungsaxe, oder den Halbmeſſer des coniſchen Pendels, durch r, und den ſenkrechten Abſtand CA der Kugeln von ihrem Aufhängepunkte C,

Digitized by Google

Conisches Pendel.

oder die sogenannte Höhe des conischen Pendels, durch h, so haben wir

$$\frac{h}{r} = \frac{G}{P}.$$

Nun ist aber nach I., §. 246, die Centrifugalkraft $P = \omega^2 M r = \frac{\omega^2 G r}{g}$, wofern ω die Winkelgeschwindigkeit des umlaufenden Pendels bezeichnet; daher haben wir hier

$$\frac{h}{r} = \frac{G g}{\omega^2 G r} = \frac{g}{\omega^2 r}, \text{ d. i.}$$

$$h = \frac{g}{\omega^2}.$$

Führen wir noch statt ω die Zeit t einer Umdrehung ein, setzen wir also $\omega = \frac{2\pi}{t}$, so erhalten wir die Höhe des conischen Pendels,

$$h = \frac{g t^2}{4\pi^2} = 0{,}7916\ t^2 \text{ Fuß},$$

und umgekehrt die Umdrehungszeit

$$t = 2\pi \sqrt{\frac{h}{g}} = 1{,}124 \sqrt{h} \text{ Secunden.}$$

Es wächst also die Umdrehungszeit oder die Zeit eines Pendelspieles wie die Quadratwurzel aus der Höhe des conischen Pendels, und es hängt diese Zeit nur von dieser Höhe ab. Bei dem gemeinen Kreispendel, welches in einer Vertikalebene schwingt, ist nach I., §. 261, die Zeit einer Schwingung bei kleiner Elongation:

$$t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}},$$

wo l die Länge des Pendels bezeichnet.

Es ist also die Zeit eines Spieles, oder die Zeit, innerhalb welcher ein Pendel zu demselben Orte zurückkehrt, für beide Pendel durch gleichgeformte Ausdrücke

$$t = \pi \sqrt{\frac{h}{g}} \text{ und } t = \pi \sqrt{\frac{l}{g}}$$

bestimmt, und folglich die Schwingungszeit beider Pendel eine und dieselbe, wenn die Höhe h des einen gleich ist der Länge l des anderen.

§. 194. Die einfache Formel $h = \frac{g}{\omega^2} = \frac{g t^2}{4\pi^2}$ zeigt, daß die Höhe h des conischen Pendels abnimmt, also die Kugeln desselben steigen, wenn die Winkelgeschwindigkeit ω desselben eine größere wird, und daß dagegen die Höhe h desselben zunimmt, oder die Kugeln fallen, wenn diese Geschwindigkeit schwächer wird. Setzt man folglich die stehende Welle dieses

Digitized by Google

Regulators ſo mit einer arbeitenden Maſchine in Verbindung, daß ſie an der rotirenden Bewegung derſelben in allen ihren Phaſen mit Theil nimmt, ſo werden alſo auch die Kugeln zu ſteigen anfangen, wenn die Maſchine aus einer gewiſſen mittleren Geſchwindigkeit in eine größere übergeht, und ſie werden umgekehrt herabſinken, ſowie die Geſchwindigkeit der Maſchine eine kleinere wird. Es iſt folglich ein ſolcher Apparat ein Zeiger, welcher durch die Stellung ſeiner Kugeln die Geſchwindigkeit der arbeitenden Maſchine angiebt, und wornach alſo auch der Zutritt des Motors regulirt werden kann. Um dieſes Reguliren nicht mit der Hand machen zu müſſen, bedarf es nur noch einer Verbindung der Schwungkugeln mit demjenigen Theile der arbeitenden Maſchine, durch welchen der Zufluß des Motors unmittelbar regulirt wird, der z. B. bei den Dampfmaſchinen in der ſogenannten Admiſſionsklappe (einem Droſſelventile), und bei den Waſſerrädern in einem Schutzbrette beſteht. Coniſches Pendel.

Nimmt dann, entweder in Folge einer Vergrößerung der Kraft oder in Folge der Verminderung der Laſt, die Maſchine und alſo auch der Regulator eine größere Umdrehungsgeſchwindigkeit an, ſo heben ſich die Schwungkugeln des letzteren um Etwas und ſtellen die Zutrittsklappe oder Schütze mittels Stangen, Hebel u. ſ. w. ſo, daß die Zutrittsöffnung, und alſo auch die Menge des zufließenden Motors eine kleinere und folglich der weiteren Zunahme der Umdrehungsgeſchwindigkeit eine Grenze geſetzt wird; geht umgekehrt, entweder bei Abnahme der Kraft oder bei Zunahme der Laſt, die Geſchwindigkeit der Maſchine in eine kleinere über, ſo ſinken die Schwungkugeln und ſtellen die Admiſſionsklappe oder Schütze ſo, daß der Querſchnitt der Zuflußöffnung und alſo auch das Quantum des zufließenden Motors größer und folglich auch das Arbeitsvermögen der Maſchine vergrößert wird, und daher die Geſchwindigkeit entweder wieder ſteigt oder mindeſtens nicht noch weiter ſinkt.

Iſt die Kraft zum Stellen des Admiſſionsapparates, wie z. B. die zum Ziehen eines Schutzbrettes, ziemlich groß, ſo erfordert dieſe ſehr große Schwungkugeln, und deshalb zieht man es dann vor, die Schwungkugeln nur zum Umſteuern eines Apparates zu benutzen, durch welchen der Admiſſionsapparat mit der arbeitenden Maſchine ſo in Verbindung geſetzt wird, daß dieſe Maſchine die Zuflußklappe oder Schütze ſelbſt ſtellt.

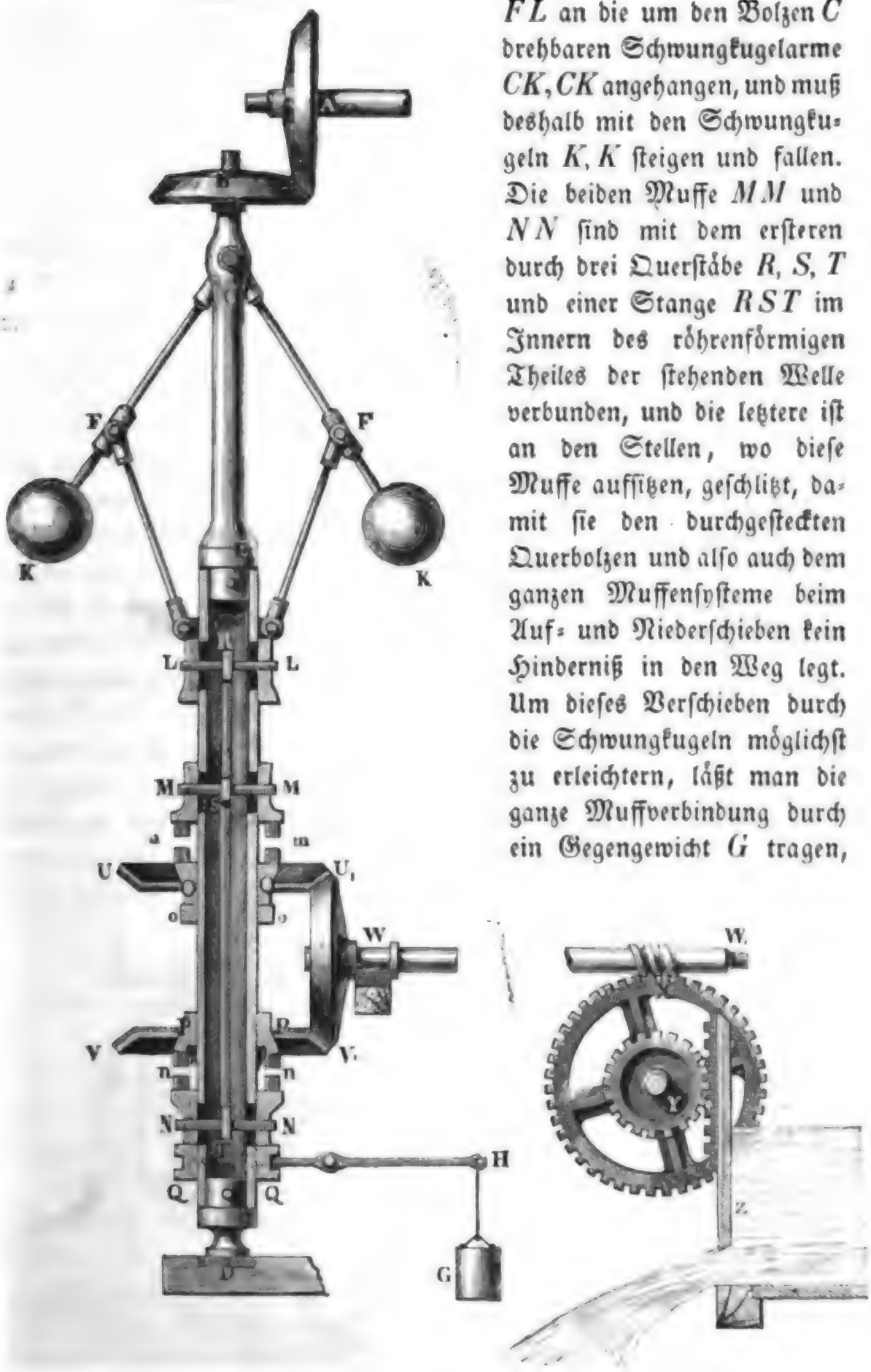
§. 195. Wie das coniſche Pendel mit einer Dampfmaſchine in Verbindung geſetzt wird, iſt zwar ſchon aus den Figuren 487 und 516 zu den Paragraphen 335 und 348 des zweiten Theiles zu erſehen, es iſt aber nöthig, daß wir hier noch ſpecieller in die Beſchreibung dieſes Apparates und ſeiner Verbindung mit der arbeitenden Maſchine eingehen.

Die Einrichtung eines Centrifugalregulators zum Stellen der Admiſ-

Digitized by Google

Muffe LL, MM und NN ungehindert verſchieben, ſondern auch andere Muffe OO, PP und QQ frei umdrehen laſſen. Der oberſte Muff LL iſt mittels der Stäbe FL, FL an die um den Bolzen C drehbaren Schwungkugelarme CK, CK angehangen, und muß deshalb mit den Schwungkugeln K, K ſteigen und fallen. Die beiden Muffe MM und NN ſind mit dem erſteren durch drei Querſtäbe R, S, T und einer Stange RST im Innern des röhrenförmigen Theiles der ſtehenden Welle verbunden, und die letztere iſt an den Stellen, wo dieſe Muffe aufſitzen, geſchlitzt, damit ſie den durchgeſteckten Querbolzen und alſo auch dem ganzen Muffenſyſteme beim Auf- und Niederſchieben kein Hinderniß in den Weg legt. Um dieſes Verſchieben durch die Schwungkugeln möglichſt zu erleichtern, läßt man die ganze Muffverbindung durch ein Gegengewicht G tragen,

Fig. 390.

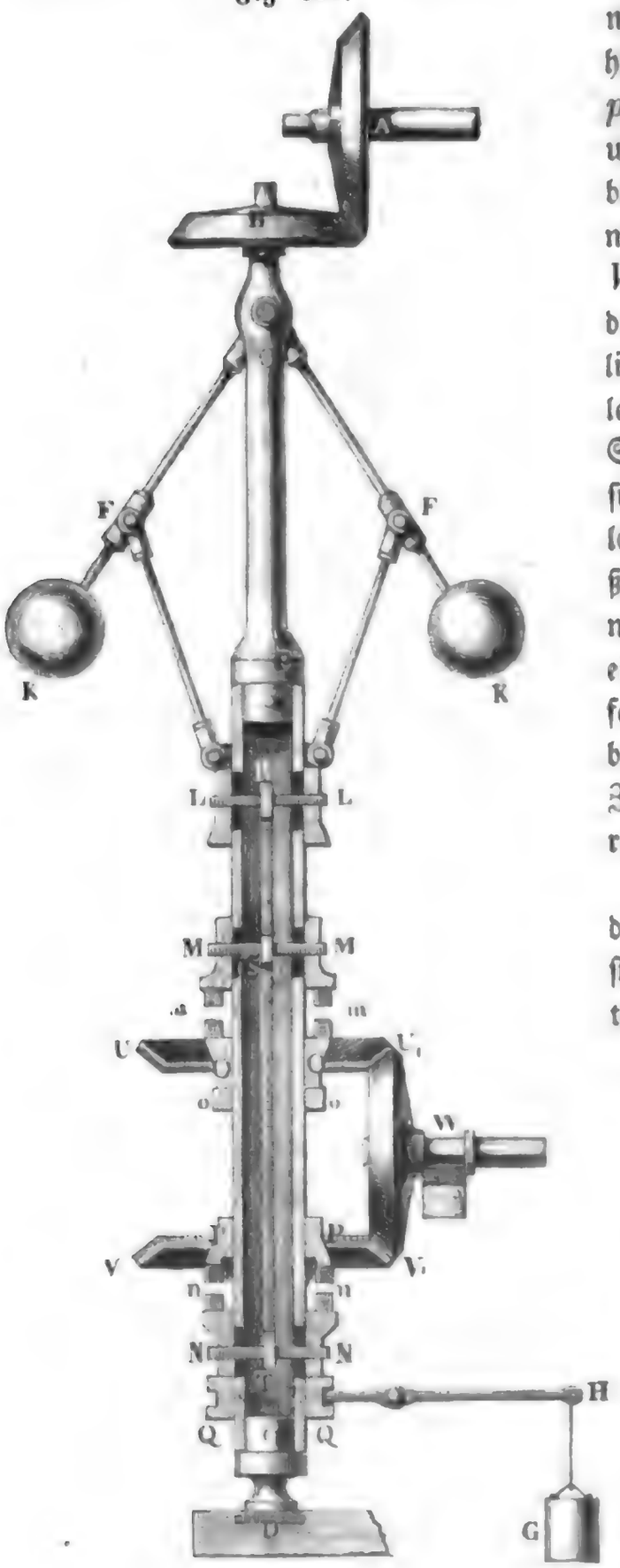


C. Pendel-Konisches endel.

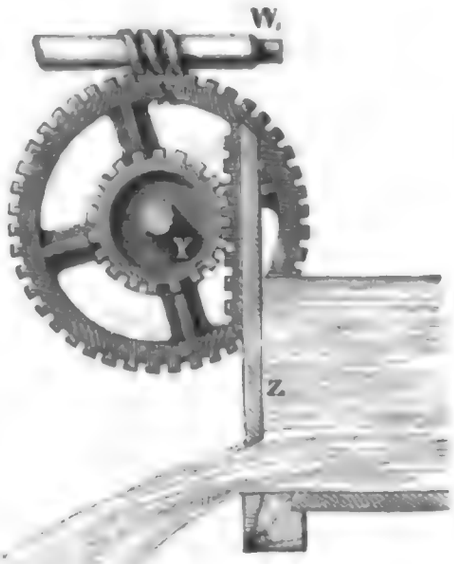
Conisches Pendel.

welches mittels eines Hebels QH und einer Hülse QQ von unten auf den Muff NN drückt. Die Muffe OO und PP stehen für gewöhnlich mit dem ersteren Muffsysteme nicht in Verbindung; sie ruhen auf zwei Kränzen oo und pp, welche auf dem Wellenumfange fest aufsitzen, und bilden die Hülsen zweier conischen Zahnräder UU_1 und VV_1, zwischen welchen ein drittes conisches Rad U_1V_1 liegt, das auf der horizontalen Kraftwelle WW_1 einer Schraube ohne Ende X aufsitzt. Auf der Lastwelle der letzteren sitzt außer dem größeren Kraftrade noch ein kleineres Lastrad Y, dessen Zähne eine gezahnte Stange ergreifen, welche auf dem Schutzbrette festsitzt, wodurch der Zufluß des Aufschlagwassers regulirt wird.

Fig. 391.



Bei der Stellung, welche die Figur darstellt, läuft die stehende Welle um, ohne mittels eines der Räder UU_1



Digitized by Google

und VV_1 u. ſ. w. auf den Schutzapparat zu wirken. Nimmt aber die ſtehende Welle eine größere Umdrehungsgeſchwindigkeit an und wird hierbei die Muffverbindung LMN von den Schwungkugeln gehoben, ſo greift die nach Art der Sperrräder (ſ. §. 160) gezahnte Stirn nn des Muffes NN in die ebenſo gezahnte Grundfläche der Hülſe PP und es wird nun dieſe Hülſe gezwungen, mit dem Muffe NN und mit der ſtehenden Welle umzulaufen. Da die Hülſe PP mit dem Rade VV_1 ein Ganzes bildet, ſo gelangt nun auch dieſes und folglich auch der ganze Mechanismus $WXYZ$ in Bewegung, wobei das Schutzbrett herabſinkt, und folglich das Aufſchlagquantum vermindert, alſo auch dem weiteren Wachſen der Geſchwindigkeit der Maſchine eine Grenze geſetzt wird. Läuft umgekehrt die ſtehende Welle zu langſam um, ſo wird das Muffſyſtem LMN von dem Schwungkugelapparat herabgeſchoben, und es kommt nun die gezahnte Grundfläche mm des Muffes MM mit dem gezahnten Scheitel der Hülſe OO zum Eingriff, ſo daß nun das Zahnrad UU_1 umzulaufen genöthigt wird, und die Welle WW_1 in die umgekehrte Umdrehungsbewegung geräth. Hierbei muß natürlich die Schütze ſteigen und die Ausflußmenge, und folglich auch die Umtriebskraft wachſen, und ebenſo auch die Umdrehungsgeſchwindigkeit wieder zunehmen, oder mindeſtens nicht noch weiter herabſinken. Conifches Pendel.

Es iſt übrigens nicht nöthig, die Welle WW_1 durch den Regulator in Umdrehung zu ſetzen; man kann auch die Räder UU_1 und VV_1 mit einer beſonderen Welle verſehen, welche durch die arbeitende Maſchine unmittelbar in Umdrehung geſetzt wird.

Um die Empfindlichkeit des Centrifugalregulators ſo viel wie möglich zu erhöhen, iſt es übrigens nöthig, die Regulirungsklappe oder Schütze durch ein Gegengewicht zu äquilibriren, ſo daß die Kraft zur Bewegung derſelben rück- und vorwärts nur in dem paſſiven Widerſtande der Reibung beſteht.

§. 196. Wegen des unvermeidlichen Widerſtandes, welcher bei der Bewegung des Muffes durch die Schwungkugeln zu überwinden iſt, können ſich dieſe Kugeln nicht bei jeder beliebig kleinen Geſchwindigkeitsveränderung heben oder ſenken, ſondern es muß dieſelbe erſt bis zu einer gewiſſen Größe anwachſen, bei welcher die Zu- oder Abnahme der Centrifugalkraft hinreichend iſt, den paſſiven Widerſtand des Muffes zu überwinden. Deshalb iſt es denn auch nöthig, daß die Schwungkugeln des Regulators ein dieſem Widerſtande des Muffes angemeſſenes Gewicht erhalten.

Die Centrifugalkraft einer Kugel iſt

$$P = \omega^2 Mr, \text{ und geht in}$$
$$P_1 = \omega_1{}^2 Mr$$

Digitized by Google

Coniſches Pendel.

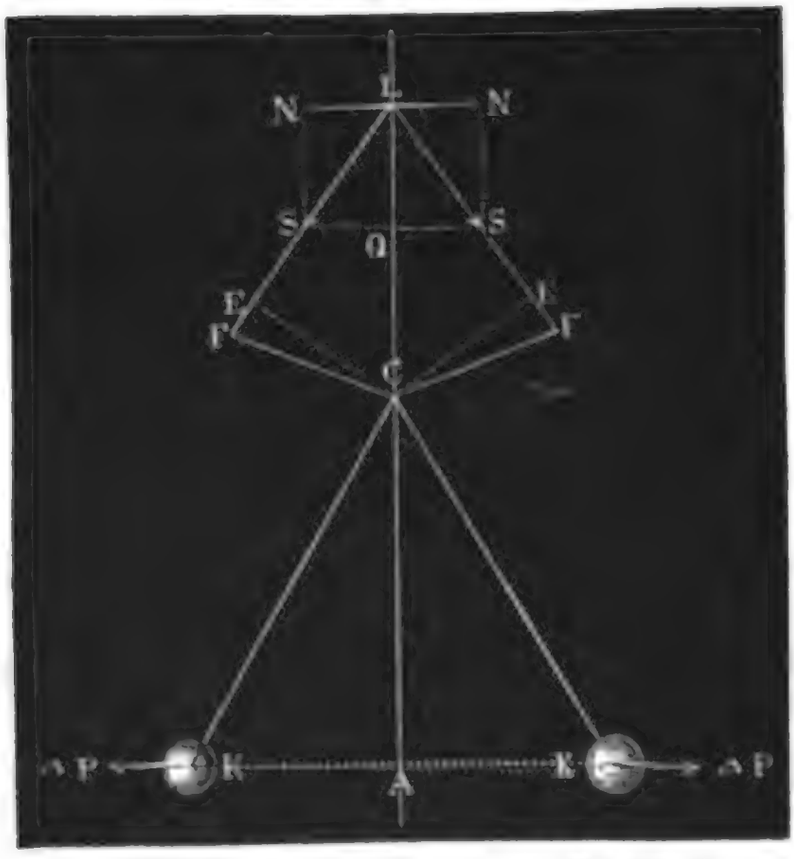
über, wenn ſich die Winkelgeſchwindigkeit ω in ω_1 umändert. Die der Geſchwindigkeitsveränderung $\omega_1 - \omega$ entſprechende Kraftveränderung iſt folglich

$$\triangle P = P_1 - P = (\omega_1{}^2 - \omega^2) Mr = (\omega_1 - \omega)(\omega_1 + \omega) Mr$$
$$= \delta \left(\frac{\omega_1 + \omega}{2}\right)^2 Mr, \text{ oder annähernd}$$
$$\triangle P = \delta \omega^2 Mr,$$

wenn δ wie ſeither, den zuläſſigen Grad der Ungleichförmigkeit im Gange der Maſchine bezeichnet.

Der Widerſtand Q des Muffes erfordert zu ſeiner Ueberwindung eine Stangenkraft $\overline{LS} = S$. Figur 392, welche an einem Hebelarme $CE = \overline{CL} \cdot \sin. CLE$ wirkt, während die bewegende Kraft $\triangle P$ den Hebelarm $CA = h$ hat. Setzen wir den Winkel CLF, welchen bei der mittleren Stellung der Schwungkugeln die Muffträger FL mit der Axe AL der ſtehenden Welle einſchließen, $= \beta$, und den Abſtand des Muffes L von dem Aufhängepunkte C der Kugeln, bei der mittleren Stellung der Kugeln und mittleren Geſchwindigkeit der Maſchine, $= l$, ſo haben wir das Moment des Muffwiderſtandes

Fig. 392.



$$S \cdot \overline{CL} \cdot \sin. CLE = \frac{Ql \sin.\beta}{\cos.\beta} = Ql \tang.\beta,$$

und ſetzen wir daſſelbe dem Momente

$$\triangle P \cdot h = \delta \omega^2 Mrh = \delta Gr$$

gleich, ſo erhalten wir folgende einfache Formel für das Gewicht beider Schwungkugeln zuſammen

$$G = \frac{Ql \tang.\beta}{\delta r},$$

alſo für das Gewicht einer Kugel

$$\tfrac{1}{2} G = \frac{Ql \tang.\beta}{2\delta r}.$$

Digitized by Google

Dieſe Formel gilt auch dann noch, wenn, wie in Figur 391, die Muffträger unmittelbar an den Kugelarmen CK hängen. Coniſches Pendel.

Es wächſt alſo das Gewicht der Schwungkugeln nicht allein mit dem Widerſtande des Muffes, ſondern auch mit dem mittleren Abſtande $CL = l$ des Muffes von dem Aufhängepunkte der Kugeln und mit dem Winkel, um welchen die Axen der Muffträger von der Axe der Spindel abweichen, und kann dagegen um ſo kleiner gemacht werden, je größer der mittlere Abſtand der Schwungkugeln von der Umdrehungsaxe und je größer der geforderte Grad der Ungleichförmigkeit iſt. Da aber dem Principe der virtuellen Geſchwindigkeiten zu Folge, der Weg s des Muffes mit dem Gewichte der Kugeln wächſt, und die Stellung der Dampfklappe u. ſ. w. erfordert, daß dieſer Weg eine gewiſſe Größe habe, ſo muß man den Regulator ſo anordnen, daß die Schwungkugeln nicht zu leicht ausfallen.

Das gewöhnliche Gewicht einer Schwungkugel für Dampfmaſchinenregulatoren iſt 20 bis 40 Pfund.

Beiſpiel. Wenn bei einem Schwungkugelregulator die Kraft zum Verſchieben des Muffes $Q = 10$ Pfund, das Längenverhältniß $\frac{l}{r} = \frac{1}{2}$, der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{20}$ und der Winkel $\beta = 30$ Grad beträgt, ſo iſt das entſprechende Gewicht einer Schwungkugel

$$\frac{1}{2} G = \frac{Q\, l\, tang.\, \beta}{2\, \delta\, r} = \frac{10 \,.\, 1 \,.\, tang.\, 30^0}{2 \,.\, \frac{1}{20} \,.\, 2} = 50 \,.\, 0{,}5774 = 28{,}87 \text{ Pfund.}$$

§. 197. Um die Hebel- oder Räderwerke des Regulirungsapparates anordnen zu können, iſt es nothwendig, den ganzen Weg des Muffes auf der Spindel, während die Schwungkugeln aus ihrer tiefſten Lage in ihre höchſte Lage gelangen, zu kennen. Sind β_1 und β_2 die Neigungswinkel der Muffträger, ſowie ε_1 und ε_2 die der Arme derſelben gegen die Spindelaxe AL (Figur 392) beim tiefſten und beim höchſten Stande der Schwungkugeln, und bezeichnen wir die Länge LF eines Muffträgers mit b, die eines Armes CF aber mit e, ſo haben wir für die ganze Verſchiebung des Muffes:

$$s = b\,(cos.\,\beta_1 - cos.\,\beta_2) + e\,(cos.\,\varepsilon_1 - cos.\,\varepsilon_2) \text{ oder}$$

$$s = \frac{b}{2}\, sin.\left(\frac{\beta_2+\beta_1}{2}\right) sin.\left(\frac{\beta_2-\beta_1}{2}\right) + \frac{e}{2}\, sin.\left(\frac{\varepsilon_2+\varepsilon_1}{2}\right) sin.\left(\frac{\varepsilon_2-\varepsilon_1}{2}\right).$$

Die Winkel β_1, β_2, ε_1 und ε_2 hängen auch noch von den entſprechenden Werthen des Winkels KCA ab, welchen die Kugelarme CK mit der Spindelaxe CA bilden. Setzen wir dieſe Winkelwerthe α_1 und α_2 und bezeichnen wir die Armlänge CK ſelbſt durch a. Damit beim tiefſten Kugelſtande der kleinſte Zuwachs an Umdrehungsgeſchwindigkeit ein Heben und alſo auch eine Verminderung der Zutrittsöffnung bewirke, muß das Moment der Centrifugalkraft gleich ſein dem des Kugelgewichtes plus dem

Digitized by Google

Conifches Pendel.

Momente des paſſiven Muffwiderſtandes; und damit beim höchſten Kugelſtande die kleinſte Verminderung der Umdrehungsgeſchwindigkeit eine Senkung der Kugeln und alſo auch eine Vergrößerung der Klappenmündung zur Folge habe, muß das Moment der Centrifugalkraft um das Moment des Muffwiderſtandes kleiner ſein, als das des Kugelgewichtes. Dieſem zu Folge können wir alſo ſetzen:

$$\omega^2 \frac{G}{g} a^2 \sin.\alpha_1 \cos.\alpha_1 = G a \sin.\alpha_1 + Q e \sin.(\beta_1 + \varepsilon_1) \text{ und}$$

$$\omega^2 \frac{G}{g} a^2 \sin.\alpha_2 \cos.\alpha_2 = G a \sin.\alpha_2 - Q e \sin.(\beta_2 + \varepsilon_2).$$

Damit umgekehrt bei der tiefſten Kugelſtellung die Abnahme der Geſchwindigkeit ω um $\frac{1}{2}\delta\omega$ eine Senkung der Kugeln hervorbringe, muß die entſprechende Verminderung des Centrifugalmomentes gleich ſein dem doppelten Momente des Muffwiderſtandes, d. i.

$$\delta\omega^2 \frac{G}{g} a^2 \sin.\alpha_1 \cos.\alpha_1 = 2 Q e \sin.(\beta_1 + \varepsilon_1),$$

und damit bei der höchſten Kugelſtellung eine Zunahme der Geſchwindigkeit ω um $\frac{1}{2}\delta\omega$ ein Steigen der Kugeln bewirke, muß die entſprechende Vergrößerung des Centrifugalmomentes gleich ſein dem doppelten Momente des Muffwiderſtandes, d. i.

$$\delta\omega^2 \frac{G}{g} a^2 \sin.\alpha_2 \cos.\alpha_2 = 2 Q e \sin.(\beta_2 + \varepsilon_2).$$

Verbinden wir nun vorſtehende Gleichungen mit einander, ſo erhalten wir die Gleichungen:

$$(1 - \tfrac{1}{2}\delta)\,\omega^2 a \cos.\alpha_1 = g \text{ und } (1 + \tfrac{1}{2}\delta)\,\omega^2 a \cos.\alpha_2 = g,$$

woraus nun die geſuchten Winkel der Kugelſtellung folgen.

$$1)\quad \cos.\alpha_1 = \frac{g}{\left(1 - \frac{\delta}{2}\right)\omega^2 a} = \frac{h}{\left(1 - \frac{\delta}{2}\right) a} = \frac{\cos\alpha}{1 - \frac{1}{2}\delta} \text{ und}$$

$$2)\quad \cos.\alpha_2 = \frac{g}{\left(1 + \frac{\delta}{2}\right)\omega^2 a} = \frac{h}{\left(1 + \frac{\delta}{2}\right) a} = \frac{\cos.\alpha}{1 + \frac{1}{2}\delta},$$

wofern h die Höhe und α den Elongationswinkel für die mittlere Kugelſtellung bezeichnen.

Iſt Θ der Winkel KCF, welcher von den Armen CF und CK des Kugelhebels gebildet wird, ſo haben wir für die Winkel, um welche CF von der Spindelaxe abweicht, in einem Falle:

$$3)\quad \varepsilon_1 = 180^0 - \Theta + \alpha_1, \text{ und im anderen}$$

$$4)\quad \varepsilon_2 = 180^0 - \Theta + \alpha_2.$$

Digitized by Google

Aus dieſen Winkeln folgen nun auch die Werthe des Winkels FLC, welchen die Muffträger mit der Spindelaxe bilden, durch Conifches Pendel

5) $$sin.\beta_1 = \frac{e}{b}\ sin.\varepsilon_1 \quad \text{und}$$

6) $$sin\,\beta_2 = \frac{e}{b}\ sin.\varepsilon_2.$$

Nun berechnet ſich auch die ganze Verſchiebung des Muffes:

7) $$s = b\ (cos.\beta_1 - cos.\beta_2) + e\ (cos.\varepsilon_1 - cos.\varepsilon_2).$$

Endlich das erforderliche Gewicht der Schwungkugeln iſt durch die Doppelgleichung

8) $$G = \frac{g\,e\,Q\,sin.(\beta_1+\varepsilon_1)}{\delta\,\omega^2\,a^2\,sin\ \alpha_1\,cos.\,\alpha_1} = \frac{g\,e\,Q\,sin.(\beta_2+\varepsilon_2)}{\delta\,\omega^2\,a^2\,sin.\,\alpha_2\,cos.\,\alpha_2}$$

gegeben, weshalb überdies noch der Gleichung

$$\frac{sin.\ (\beta_1+\varepsilon_1)}{sin.\,\alpha_1\,cos.\,\alpha_1} = \frac{sin.(\beta_2+\varepsilon_2)}{sin.\,\alpha_2\,cos.\,\alpha_2}, \quad \text{oder}$$

$$\frac{sin.(\beta_1+\varepsilon_1)}{sin.\ (\beta_2+\varepsilon_2)} = \frac{sin.\,2\,\alpha_1}{sin.\,2\,\alpha_2}$$

durch Auswahl des Winkels Θ Genüge zu leiſten iſt.

Nimmt man $\Theta = 180^0$, macht man alſo die Hebel gerade und überdies $b = e$, ſo hat man

$$\beta_1 = \varepsilon_1 = \alpha_1 \quad \text{und}$$
$$\beta_2 = \varepsilon_2 = \alpha_2, \ \text{folglich auch}$$

$sin.(\beta_1+\varepsilon_1) = sin.\,2\,\alpha_1$, ſowie $sin.(\beta_2+\varepsilon_2) = sin.\,2\,\alpha_2$,

und es iſt alſo bei dieſer Anordnung der letzten Bedingungsgleichung Genüge gethan.

Uebrigens iſt in dieſem Falle das Kugelgewicht

$$G\ \text{auch} = \frac{g\,e\,Q\,sin.(\beta+\varepsilon)}{\delta\,\omega^2\,a^2\,sin.\,\alpha\,cos.\alpha} = \frac{2\,e\,Q\ cos.\ \alpha}{\delta\,a}$$

zu ſetzen, wenn β und ε der mittleren Kugelſtellung entſprechen.

Wegen der Kleinheit des Werthes δ werden, den Gleichungen (1) und (2) zu Folge, die Winkel α_1 und α_2 nicht ſehr von einander abweichen, können alſo auch die Kugeln nur in einem kleinen Bogen auf- und niederſteigen und die Hülſe nur wenig verſchieben.

Beiſpiel. Für einen Centrifugalregulator mit dem mittleren Elongationswinkel $\alpha = 25^0$ und dem Ungleichförmigkeitsgrade $\delta = 1/20$ iſt

$cos.\alpha_1 = \frac{cos.\,\alpha}{1-\frac{1}{2}\delta} = {}^{40}/_{39}\,cos.25^0$ und $cos.\,\alpha_2 = \frac{cos.\,\alpha}{1+\frac{1}{2}\delta} = {}^{40}/_{41}\,cos.25^0$;

hiernach $\alpha_1 = 21^0, 38'$ und $\alpha_2 = 27^0, 51'$.

Nimmt man nun noch $\Theta = 180^0$ und $b = e$, alſo $\beta_1 = \varepsilon_1 = \alpha_1$ und $\beta_2 = \varepsilon_2 = \alpha_2$, ſowie $\beta = \varepsilon = \alpha$, ſo hat man die ganze Verſchiebung des Muffes

$$s = 2b\ (cos.\alpha_1 - cos.\,\alpha_2) = 0{,}09078\,b.$$

Digitized by Google

Iſt die mittlere Umdrehungszahl des Regulators pro Minute $u = 40$, ſo hat man die Winkelgeſchwindigkeit deſſelben

$$\omega = \frac{\pi u}{30} = 3{,}1416 \,.\, {}^{40}/_{30} = 4{,}1888 \text{ Fuß},$$

daher die mittlere Höhe des coniſchen Pendels

$$h = \frac{g}{\omega^2} = \frac{31{,}25}{(4{,}1888)^2} = 1{,}7810 \text{ Fuß},$$

und die Armlänge deſſelben

$$a = \frac{h}{\cos.\,\alpha} = \frac{1{,}7810}{\cos.\,25^0} = 1{,}9651 \text{ Fuß}.$$

Nimmt man nun noch $b = e = 1{,}5$ Fuß, ſo erhält man

$$s = 0{,}09078 \,.\, 1{,}5 = 0{,}13617 \text{ Fuß} = 1{,}634 \text{ Zoll},$$

und das Gewicht einer Kugel

$$G = \frac{e\,Q\cos.\,\alpha}{\delta\,a} = \frac{1{,}5\cos.\,25^0}{{}^1/_{20}\,.\,1{,}9651} \,.\, Q = 13{,}836\,Q,$$

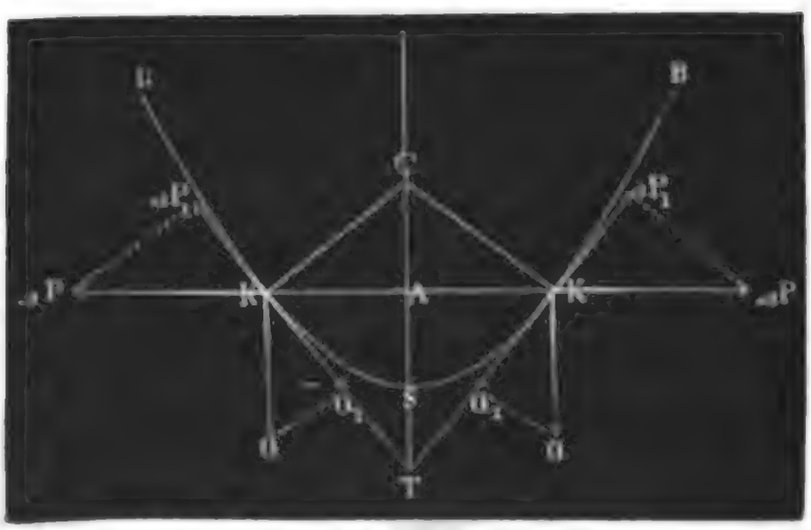
oder für $Q = 10$ Pfund:

$$G = 138{,}36 \text{ Pfund}.$$

Parabolischer Centrifugalregulator.

§. 198. Es iſt ein großer Uebelſtand des im Vorſtehenden kennen gelernten Centrifugalregulators von Watt, daß er nur innerhalb einer ſehr kleinen Muffverſchiebung vollſtändig, oder vielmehr bis auf einen kleinen Grad der Ungleichförmigkeit zu reguliren vermag. Die Urſache deſſelben iſt darin begründet, daß die Winkelgeſchwindigkeit $\omega = \sqrt{\frac{g}{h}}$ für die verſchiedenen Kugelſtellungen nicht einerlei iſt, ſondern immer mehr abnimmt, je größer die Höhe h des coniſchen Pendels iſt. Um daher ein bei allen Kugelſtellungen gleichmäßig regulirendes Centrifugal-Pendel zu erhalten, müßte man daſſelbe nicht in einem Punkte C aufhängen, ſondern ſeine Kugeln in einer Curve zu ſteigen oder zu fallen nöthigen, bei welcher h eine conſtante Größe iſt. Die Höhe h iſt bei einer Curve KSK, Fig. 393, nichts weiter als die Subnormale CA, folglich hat man

Fig. 393.

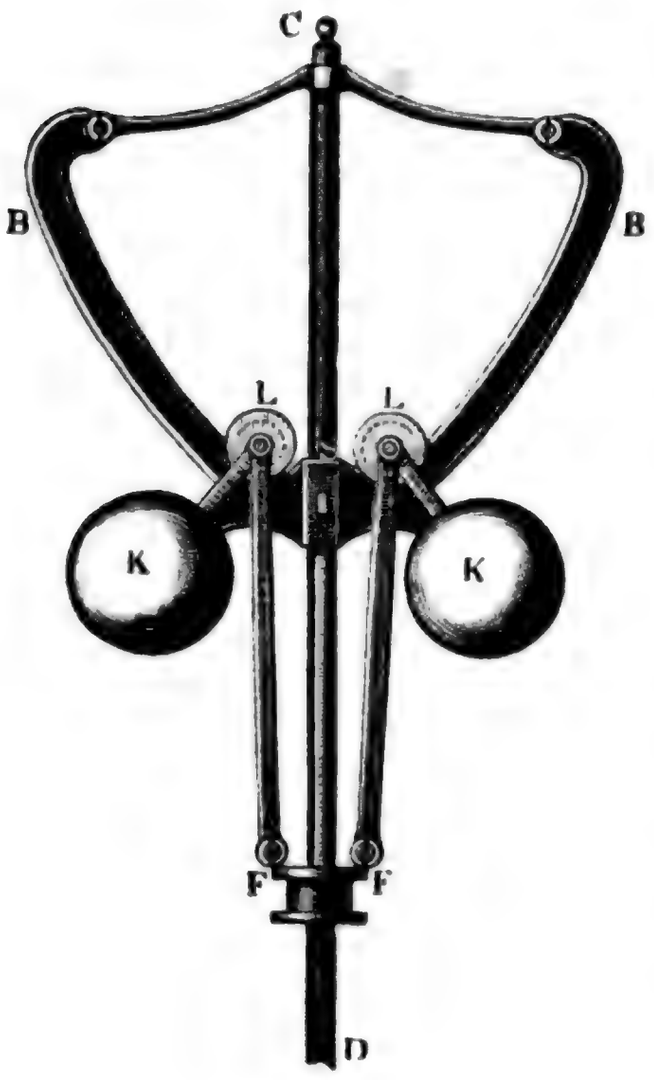


Digitized by Google

es hier mit derjenigen Curve zu thun, deren Subnormale conſtant iſt. Dieſe Curve iſt aber die gemeine Parabel (ſ. den Ingenieur, S. 242), und folglich hat man alſo auch die Schwungkugeln nicht in einem Kreisbogen, ſondern in einem Parabelbogen BSB ſteigen und fallen zu laſſen. Einen ſolchen Apparat hat zuerſt Herr G. Ad. Franke conſtruirt, und derſelbe den Namen »paraboliſcher Centrifugalregulator« erhalten. Parabolischer Centrifugalregulator.

Die einfachſte Einrichtung eines ſolchen Regulators zeigt Fig. 394. Die Schwungkugeln K, K ſind mittels Gabeln KL an die Axen von Rollen L, L aufgehangen, welche mit ihren Spuren im Innern der Bögen SB, SB fortrollen können. An die Axen dieſer Rollen ſind zugleich auch die Muffträger LF, LF aufgehangen, und es iſt nun leicht zu ermeſſen, wie bei der Umdrehung der Spindel CD der Muff mittels der Rollen LL von der Centrifugalkraft der Kugeln auf einer gewiſſen Höhe erhalten und bei Veränderung der Umdrehungsgeſchwindigkeit von CD aufgehoben oder niedergeſchoben werden kann. Da es natürlich darauf ankommt, daß der Schwerpunkt einer jeden Schwungkugel in der Parabel auf- und niederſteige, ſo muß die Leitcurve oder innere Seite der Bögen SB, SB nach einer Aequidiſtanten zur Parabel geformt werden, welche an allen Stellen um eine und dieſelbe Größe von dieſer abſteht (ſ. III., §. 67). Da die Subnormale einer Parabel gleich iſt dem halben Parameter derſelben, ſo hat man natürlich den letzteren $p = 2h = \frac{2g}{\omega^2}$, z. B.

Fig. 394.



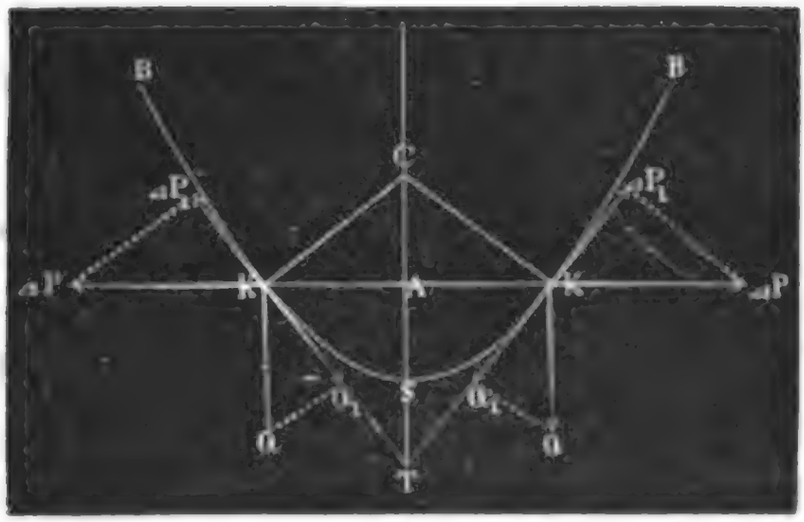
für $u = 40$, $p = 2h = 42{,}76$, für $u = 50$, $p = 2h = 27{,}36$,
und für $u = 60$, $p = 2h = 19{,}00$ Zoll.

Digitized by Google

Parabolischer Centrifugalregulator.

Damit die Kraft der Schwungkugeln zur Ueberwindung des Widerstandes Q des Muffes sich bei den verschiedenen Kugelstellungen nahe gleich bleibe, müssen die Stangenträger möglichst lang gemacht werden. Unter dieser Voraussetzung ist die Seitenkraft $\overline{KQ_1}$, Fig. 395, des Widerstandes

Fig. 395.



Q, welche tangential zur Parabel wirkt, und von der in eben dieser Richtung wirkenden Seitenkraft $\triangle P_1$ des Wachsthums oder der Abnahme $\triangle P$ der Centrifugalkraft überwunden werden muß, wenn ein Steigen oder ein Sinken der Kugeln eintritt, $Q_1 = Q \sin.\alpha$, dagegen aber $\triangle P_1 = \triangle P \cos.\alpha$, wenn α den Winkel KCA bezeichnet, unter welchem die Normale CK die Axe CD schneidet.

Da nun $\triangle P_1 = Q_1$, also $\triangle P \cos.\alpha = Q \sin.\alpha$ zu setzen ist, so olgt

$$\triangle P = Q \operatorname{tang}.\alpha, \text{ oder, nach §. 196:}$$

$$\triangle P = \delta\omega^2 \frac{Gr}{g} = \delta\omega^2 \frac{Gh}{g} \operatorname{tang}.\alpha, \text{ und da } h = \frac{g}{\omega^2} \text{ ist,}$$

$$\delta\omega^2 \frac{G}{g} h = \delta G = Q;$$

es ist daher das erforderliche Gewicht einer Kugel

$$\tfrac{1}{2} G = \frac{Q}{2\delta}.$$

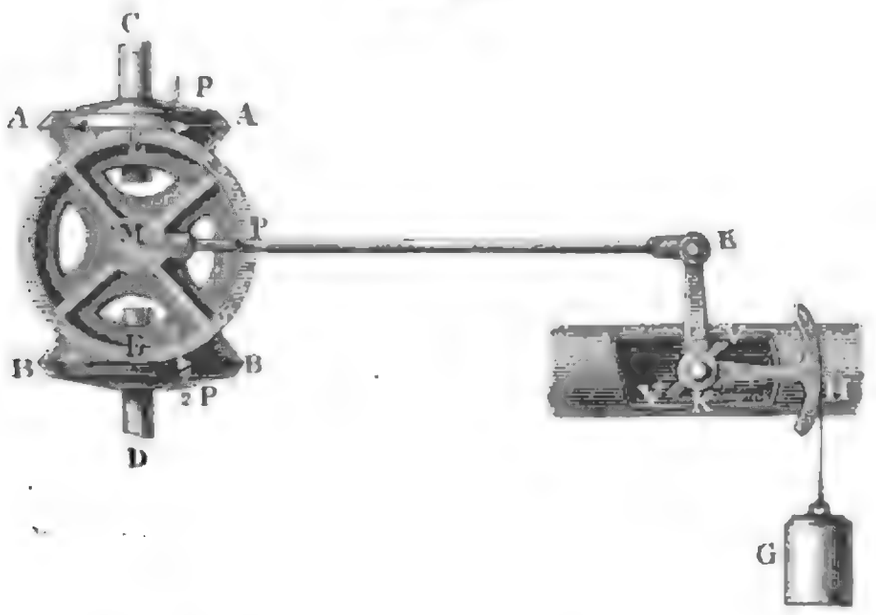
Bei der Construction des paraboliſchen Centrifugalregulators in Figur 394, bringt die excentrische Wirkung der Centrifugalkraft $\triangle P$ ein Umdrehungsbestreben der Kugeln hervor, wodurch die ohnedies nicht unansehnliche Kraft zur Ueberwindung der Bolzenwirkung noch vergrößert wird. Dieses Hinderniß wächst mit der Excentricität oder mit dem Abstande des Kugelmittelpunktes von der Rollenaxe, und verschwände ganz, wenn man diese Axe durch den Mittelpunkt der Kugel selbst gehen lassen könnte.

Digitized by Google

§. 199. Wenn man die Umdrehungsbewegung des einfachen Watt'ſchen Centrifugalregulators nicht von der Bewegung der arbeitenden Maſchine abhängig macht, ſo erhält man in ihm ebenfalls einen weit vollkommneren Regulirungsapparat. Differenzial-regulator.

Auf dieſem Principe beruht der Differenzial-Regulator von Siemens, deſſen weſentliche Einrichtung aus Fig. 396 zu erſehen ſein möchte. Das coniſche Rad AA wird durch ein auf ſeiner vertikalen Welle

Fig. 396.



C ſitzendes coniſches Pendel mit ſehr großen Schwungkugeln in Umdrehung geſetzt, das coniſche Rad BB hingegen wird mittels ſeiner ſtehenden Welle von der arbeitenden Maſchine in umgekehrter Richtung umgedreht. Zwiſchen beiden Rädern AA und BB iſt ein drittes coniſches Rad EE, deſſen horizontale Axe M nicht feſt liegt, ſondern um die vertikale Axe CD drehbar iſt. An die Axe M iſt noch eine Zugſtange MF angeſchloſſen, welche mittels eines Armes KF die Admiſſionsklappe VV ergreift und mittels eines Hebels FKH von einem Gegengewichte G geſpannt wird. Die Kraft P, mit welcher die Stange MF von G angezogen wird, zerlegt ſich in zwei gleiche Seitenkräfte $\frac{1}{2}P$, $\frac{1}{2}P$, wovon die eine die paſſiven Widerſtände des coniſchen Pendels überwindet, und die andere von der Umdrehungskraft des Rades BB_1 überwunden wird. Laufen die Räder AA und BB mit gleichen Geſchwindigkeiten in entgegengeſetzten Richtungen um, ſo wirken dieſelben wie ein Kräftepaar auf das Rad EE, und ſetzen daher daſſelbe, ohne einen Axendruck hervorzubringen, ebenfalls in Umdrehung. Nimmt hingegen die Umdrehungsgeſchwindigkeit von BB zu oder ab, ſo wird, da die Geſchwindigkeit von AA wegen der Trägheit der ſchweren Schwungkugeln nur langſam zu- oder abnehmen kann, das

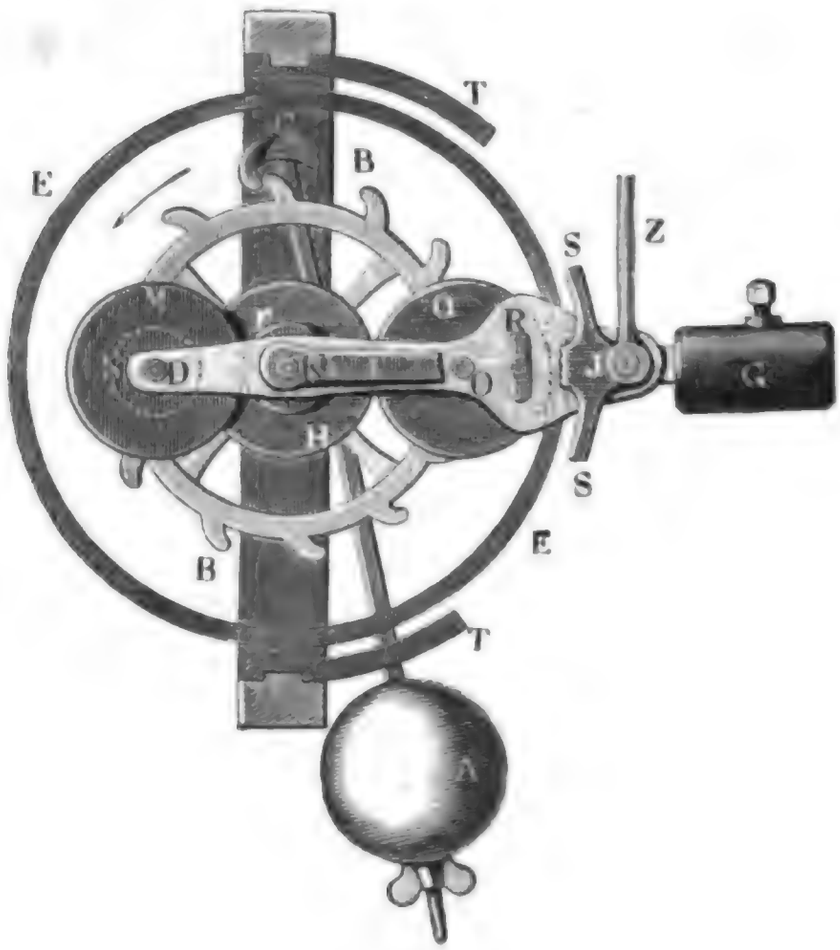
Digitized by Google

Rad EE im Ganzen mit ſeiner Axe M vor- oder zurückgehen, und dabei mittels der Zugſtange MF das Ventil VV ſo in Bewegung ſetzen, daß entweder die Erffönung deſſelben verkleinert oder vergrößert und folglich dem weiteren Wachſen oder Abnehmen der Geſchwindigkeit der Maſchine eine Grenze geſetzt wird.

Pendel-regulator.

Durch den Pendel-Regulator wird ebenfalls ein vollkommneres Reguliren des Ganges einer Maſchine erzielt, als durch den einfachen Watt'ſchen Schwungkugelregulator. Die weſentliche Einrichtung eines ſolchen Regulators von Cohen, David und Siama in Paris, iſt aus Fig. 397 zu erſehen. Ein gewöhnliches Pendel CA iſt durch eine Cy-

Fig. 397.



lynderhemmung C (ſ. III., §. 163) mit einem Steigrade BB in Verbindung geſetzt. Das letztere iſt mittels einer Spiralfeder ſo an ein innen verzahntes Rad EE (die Verzahnung iſt hier, wie bei den übrigen Rädern der Einfachheit wegen weggelaſſen) angeſchloſſen, daß beide gemeinſchaftlich in der Richtung des Pfeiles um die Axe K ſich umdrehen, während das Pendel hin- und herſchwingt. Um die Axe K ſind noch zwei Zahnrädchen F und H, ſowie zwei Hebel KL und DO drehbar, von welchen der erſtere mit der Zugſtange Z für die Admiſſionsklappe verbunden iſt. Der letztere trägt noch drei andere Zahnräder M, N, Q, welche

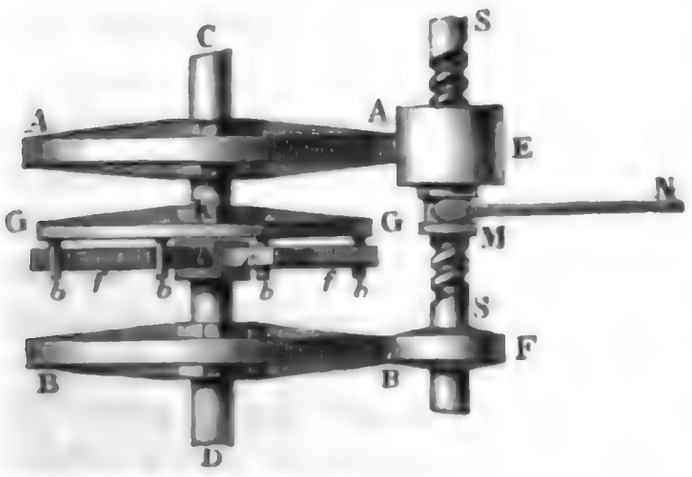
Digitized by Google

mit den erſteren ein Epicykel-Vorgelege (ſ. III., §. 155 und §. 156) in der Art bilden, daß F mit M, N mit H, H mit Q und Q mit EE zum Eingriff kommt. Wird das Rad F durch die arbeitende Maſchine in Umdrehung geſetzt, ſo nehmen natürlich auch die Räder M, N, H und Q eine Umdrehung um ihre entſprechenden Axen D, K und O an. Hat nun das mit dem Steigrade BB verbundene Zahnrad EE dieſelbe innere Umfangsgeſchwindigkeit wie das in daſſelbe eingreifende Zahnrad Q, ſo bleibt der Hebel DO mit ſeinen Radaxen in unveränderter Stellung; nimmt aber die Geſchwindigkeit der arbeitenden Maſchine, und alſo auch die der Räder F, M, N, H und Q zu oder ab, ſo dreht ſich der Hebel DO mit ſeinen Rädern um K mit einer der Differenz der Umfangsgeſchwindigkeiten von EE und Q gleichen Geſchwindigkeit. Dieſe Drehung wird mittels eines Bolzens R, welcher auf dem Hebel KL feſtſitzt und in einen Schlitz im Hebel DO eingreift, auch dieſem Hebel mitgetheilt, der mittels der Stange Z die Admiſſionsklappe ſo ſtellt, daß der Motor in kleinerer oder größerer Menge zufließt, und dadurch das Wachſen oder Abnehmen der Geſchwindigkeit der arbeitenden Maſchine verhindert wird. Pendelregulator.

Ein Gegengewicht G am Ende des Hebels DO dient zur Ueberwindung der paſſiven Widerſtände des Regulators, und die Naſen S, S an demſelben, ſowie die Hörner T, T an dem Geſtelle des Apparates, dienen dazu, das Spiel des Hebels DO, einem gewiſſen Grad des Regulirens entſprechend, in gewiſſen Grenzen einzuſchließen.

§. 200. Dem Federregulator von Poncelet liegt eine ſehr ſinnreiche Idee zum Grunde. Zwei gleiche Räder AA und BB, Figur 398, ſetzen hier zwei gleiche Getriebe E und F in Umdrehung, wovon das eine als Schraubenmutter ausgehöhlt iſt und das andere auf der Schraubenſpindel SS feſtſitzt, welche durch jene Mutter hindurchgeht. Laufen nun beide Räder, und folglich auch beide Getriebe gleich ſchnell um, ſo ändert das die Schraubenmutter bildende Getriebe ſeine Stellung auf der Spindel nicht; dreht ſich aber das eine ſchneller um als das andere, ſo verſchiebt ſich dieſes Getriebe auf der Spindel. Verbindet man daher mit dieſem Getriebe noch einen Muff M, Federregulator.

Fig. 398.

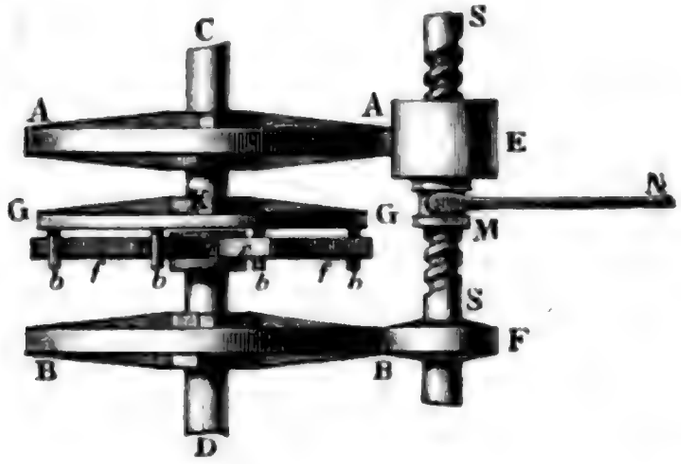


Digitized by Google

Federregulator.

ſo kann derſelbe wieder mittels eines Hebels MN die Admiſſionsklappe einſtellen. Die Welle C des Rades AA wird von der arbeitenden Maſchine umgedreht, und ſie ſelbſt trägt ihre Umdrehung auf die Welle D des Rades BB mittels Bolzen $b, b \ldots$ und Stahlfedern $f, f, \ldots$ über, von denen die erſteren den Umfang einer Scheibe GG auf der Welle C einnehmen, und die letzteren aus einem Muff K auf der Welle D radial hervorſtehen. Bleibt ſich die Umdrehungskraft der Welle C gleich, ſo läuft BB mit derſelben Geſchwindigkeit um wie AA, und es behält alſo auch der Muff M ſeine Stellung auf der Schraubenſpindel SS; nimmt aber dieſe Kraft, und folglich auch die Biegung der Federn $f, f, \ldots$ ab oder zu, ſo bleibt das Rad AA in ſeiner Bewegung etwas gegen BB zurück oder eilt demſelben etwas voraus; es iſt auch die Geſchwindigkeit der Mutter E nicht mehr die der Spindel SS, und es rückt folglich die Mutter mit dem Muff M auf der Spindel um einen gewiſſen, der Verminderung oder Vergrößerung der Umdrehungskraft proportionalen Weg fort. Auf dieſe Weiſe iſt alſo mit jeder Veränderung der Kraft oder Laſt der Maſchine eine Verſchiebung des Muffes M und folglich auch eine Verſtellung der mittels der Stange MN an M angeſchloſſenen Admiſſionsklappe verbunden. Auf dem Principe, die Admiſſionsklappe oder das Schutzbrett mittels eines auf einer Schraubenſpindel umlaufenden Muffes in Bewegung zu ſetzen, beruhen noch andere, in neueren Zeiten conſtruirte Regulatoren.

Fig. 399.



Bei dem Regulator der Gebrüder Laukner beſteht die Schraubenſpindel in einer Verlängerung der Welle des arbeitenden Waſſerrades, und die Schraubenmutter bildet die Axe eines kleinen Waſſerrades mit conſtanter Beaufſchlagung, und alſo auch conſtanter Umdrehungsgeſchwindigkeit. So lange beide Räder mit gleicher Winkelgeſchwindigkeit umlaufen, bleibt das letztere Rad ſammt des an ſeiner hohlen Axe ſitzenden Muffes auf derſelben Stelle der Schraubenſpindel; nimmt aber das arbeitende Waſſerrad eine größere oder kleinere Geſchwindigkeit an, ſo rückt die Schraubenmutter mit dem ſie umgebenden kleinen Waſſerrade etwas in der Axenrichtung der Schraubenſpindel fort, und es giebt der an ihr ſitzende Muff dem Schutzbrette des arbeitenden Waſſerrades eine andere Stellung, wobei

Digitized by Google

das Aufſchlagsquantum des arbeitenden Rades verändert und die erſte Umdrehungsgeſchwindigkeit wieder hergeſtellt wird.

Der Hick'ſche Flügelregulator und der Wiede'ſche Pendelregulator beruhen auf demſelben Principe; bei jenem iſt es ein Flügelrad und bei dieſem ein Pendel, wodurch die Bewegung der Schraubenmutter regulirt wird.

Hydrauliſche und pneumatiſche Regulatoren.

§. 201. Man hat auch mit Vortheil hydrauliſche und pneumatiſche Regulatoren in Anwendung gebracht. Der hydrauliſche oder Waſſerregulator beſteht aus einer kleinen Pumpe, welche durch die arbeitende Maſchine bewegt wird, und welche ihr Hubwaſſer in ein Reſervoir ausgießt, worin ein Schwimmer befindlich iſt, der mittels Stangen und Hebel den Zufluß des Motors der Maſchine regulirt. Nimmt die letztere eine größere oder kleinere Geſchwindigkeit an, ſo gießt die Pumpe mehr oder weniger Waſſer in das Reſervoir, als unten zurückfließt, und es ſteigt oder fällt daher das Waſſer in demſelben mit dem Schwimmer, wodurch nun die Zutrittsmündung des Motors, folglich auch das Quantum deſſelben vermindert oder vergrößert, und die erſte Geſchwindigkeit der arbeitenden Maſchine ganz oder beinahe wieder hergeſtellt wird.

Häufiger wird in der neueſten Zeit der pneumatiſche oder Luftregulator (franz. régulateur à air, ou à soufflet) von Molinié zum Reguliren des Ganges der Dampfmaſchinen und vorzüglich der Waſſerräder angewendet. Dieſer Regulator beſteht in der Hauptſache aus einem doppeltwirkenden Blaſebalg und iſt wie folgt eingerichtet (Fig. 400 auf folgender Seite).

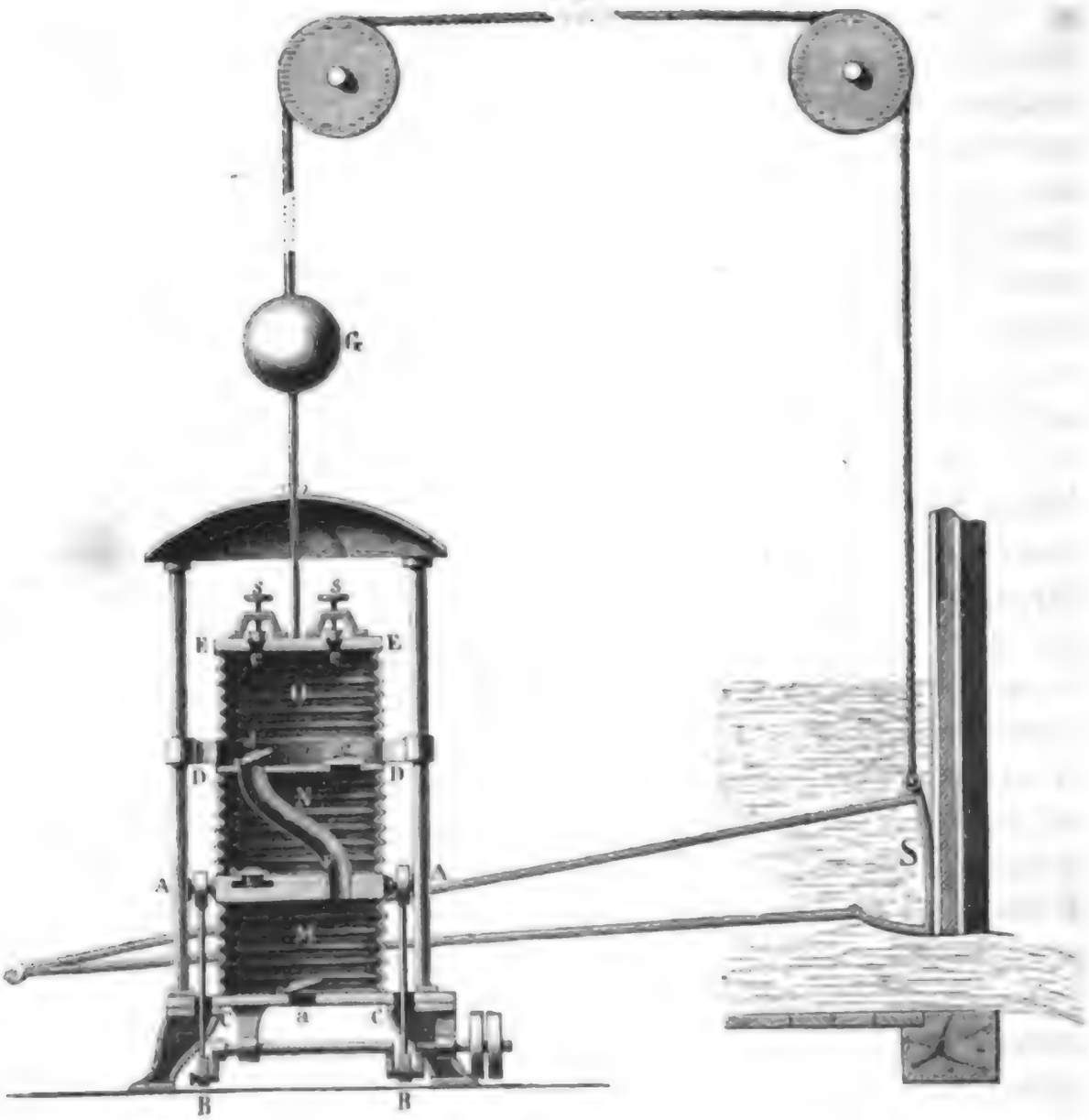
AA iſt ein Kolben, welcher mittels der Krummzapfen *B*, *B* und der Kurbelſtangen *AB*, *AB* von der arbeitenden Maſchine auf- und niederbewegt wird; er bildet die Trennung der beiden Gebläſeräume *M* und *N*, welche übrigens von dem feſtliegenden Boden *CC* und Deckel *DD* und von in regelmäßigen Falten gelegten Ledermänteln begrenzt werden. Ueber dem feſtliegenden Deckel *DD* ſteht noch ein drittes Luftreſervoir mit einem beweglichen Deckel *EE*, in welchem eine Stange feſtſitzt, an welche der den Zufluß des Motors regulirende Apparat ſich anſchließt. Die beiden unteren Räume *M* und *N* ſind durch die Saugventile *a* und *b* mit der äußeren Luft, und durch die Blaſeventile *c* und *d* mit dem oberen Luftraume *O* in Verbindung geſetzt. Beim Aufgange des Kolbens *AA* tritt die äußere Luft durch *a* in den ſich allmälig vergrößernden Raum *M*, und die innere Luft durch das Ventil *c* aus dem ſich allmälig zuſammenziehenden Raum *N* in das dritte Reſervoir *O*; beim Niedergange dieſes Kolbens ſtrömt die äußere Luft durch das Ventil *b* in den ſich allmälig ausdehnenden Raum *N*, und die innere Luft durch das Ventil *d* aus dem immer niedriger und niedriger werdenden Raume *M* in das obere Reſervoir, wäh-

Digitized by Google

Hydrauliſche und pneumatiſche Regulatoren.

rend die Ventile a und c in Folge des Luftdruckes von innen verſchloſſen bleiben. Damit die äußere Luft durch das Ventil b ohne Hinderniß von unten in den Raum N ſtrömen könne, iſt die Einmündung des Kanales, welcher die Luft von außen nach innen führt und von b im Innern bedeckt wird, in dem Umfange des Kolbens AA angebracht, und damit die Luft aus M ungeſtört durch N hindurch nach O ſtrömen könne, ſind die

Fig. 400.



Räume durch einen Schlauch F mit einander in Verbindung geſetzt, deſſen Ausmündung das Ventil d bedeckt. Die Luft, welche aus den Gebläſeräumen M und N mittels des Kolbens AA in das Reſervoir O gedrückt wird, ſtrömt aus dieſem wieder durch die Mündungen e, e im beweglichen Deckel EE in die freie Luft. Durch coniſche Ventile, welche ſich mittels der Schrauben s, s beliebig ſtellen laſſen, iſt dieſer Ausfluß nach Erforderniß zu reguliren.

Im Beharrungszuſtande der arbeitenden Maſchine ſchicken die Gebläſe-

Digitized by Google

räume M und N ſo viel Luft in das Reſervoir O, als durch deſſen Ausmündungen e und e fortſtrömt, und es bleibt folglich hierbei der Deckel EE mit ſeiner durch ein Gegengewicht G belaſteten Stange und der daran angehangenen Schütze S (oder des daran angeſchloſſenen Dampfventiles) in einer unveränderlichen Stellung; ändert ſich aber die Geſchwindigkeit der arbeitenden Maſchine und folglich auch die des an ihr angeſchloſſenen Gebläſekolbens AA, ſo wird auch das Windquantum ein anderes, welches er dem Reſervoir zuführt, und es ändert ſich in Folge deſſen auch der Stand des Deckels EE mit dem Gegengewichte G und dem Schutzbrette S. Auf dieſe Weiſe wird alſo mit einer Verminderung der Geſchwindigkeit der Maſchine ein Aufheben und folglich eine Vergrößerung der Schutzöffnung, und dagegen mit einer Vergrößerung dieſer Geſchwindigkeit ein Sinken und demnach auch eine Verminderung der Schutzöffnung verbunden ſein, und hiernach der Aufſchlag ſo regulirt werden können, daß ſich die Geſchwindigkeit nur innerhalb gewiſſer und ziemlich enger Grenzen verändern kann. Hydrauliſche und pneumatiſche Regulatoren.

Anmerkung. Sehr ausführlich über die Theorie der Gouvernatoren oder Regulatoren im engeren Sinne handelt Poncelet in ſeinem Cours de mécanique appliquée etc. (deutſch von Schnuſe). Den paraboliſchen Centrifugalregulator behandelt Herr Franke im erſten Jahrgang (1849) der Zeitſchrift des öſterreichiſchen Ingenieur-Vereins. Der Pendelregulator von Cohen ꝛc. wird im polytechniſchen Centralblatt (1851) beſchrieben, und der pneumatiſche Regulator von Melinié in Armengaud's Traité des moteurs hydrauliques et à vapeurs.

§. 202. Nicht unwichtige und oft ſehr weſentliche Theile einer Maſchine ſind die ſogenannten Ein- und Ausrückvorrichtungen (franz. modificateurs, embrayages, engl. engaging and disengaging machinery). Dieſe Vorrichtungen haben den Zweck, ohne Störung der ganzen Maſchine, entweder einen Maſchinentheil ſchnell und willkürlich in und außer Gang zu ſetzen, oder den letzteren nach Bedürfniß zu verändern, z. B. in einen entgegengeſetzten zu verwandeln. Am gewöhnlichſten ſind diejenigen Maſchinen, wodurch ein Maſchinentheil oder die ganze Arbeitsmaſchine in und außer Gang geſetzt wird. Dieſelben beſtehen entweder in einem Ein- oder Ausrücken der Kuppelung oder in einem Ein- und Ausrücken der Riemen oder Zahnräder. Kuppelungen, welche zum Ein- und Ausrücken eingerichtet ſind, heißen lösbare Kuppelungen (ſ. III., §. 6). Einige ſolcher lösbaren Kuppelungen ſind in folgenden Figuren abgebildet. Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Fig. 401 (auf folgender Seite) zeigt die ſogenannte Klinkenkuppelung. A iſt die eine, und B die andere der mit einander zu kuppelnden Wellen; an die letztere iſt mittels eines Bolzens C die Klinke CD angeſchloſſen, und auf der erſteren ſitzt die Scheibe EE feſt, welche an ihrer Stirnfläche mit Sperrzähnen verſehen iſt. Soll die Welle A durch die

Digitized by Google

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Welle B in Umdrehung geſetzt werden, ſo wird die während des Stillſtandes von A frei herabhängende Klinke zwiſchen die Zähne von EE geſchoben; und umgekehrt, ſoll die Welle A zum Stillſtand kommen, ſo wird die Klinke wieder aus den Zähnen von EE herausgerückt.

Fig. 401.

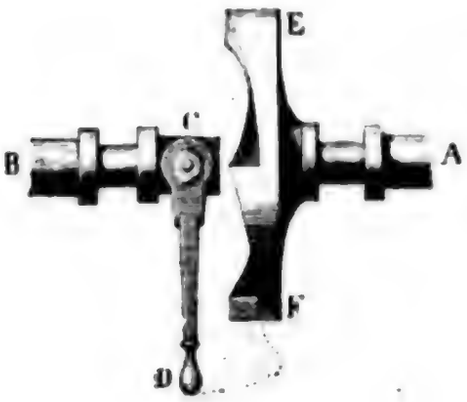
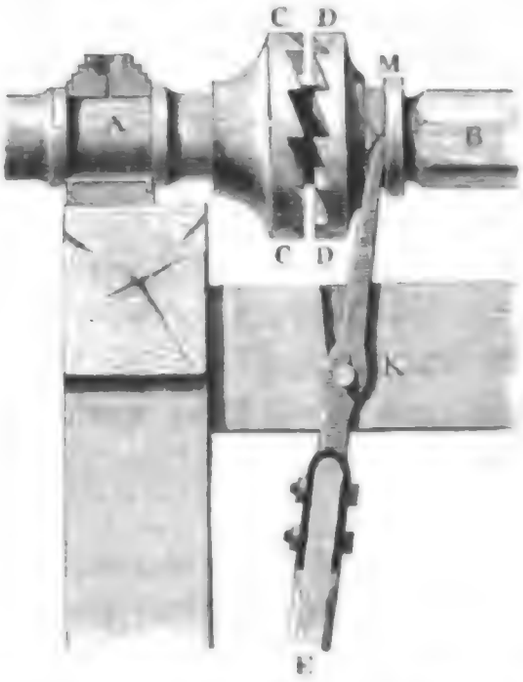
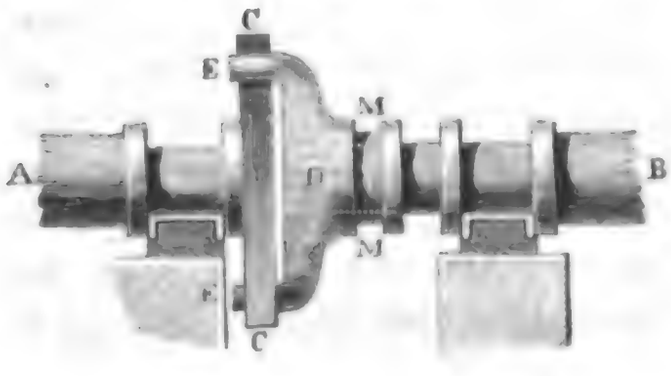


Fig. 402.



Weit ſolider iſt die Zahnſcheibenkuppelung in Fig. 402. Beide Wellenden A und B ſind hier mit auf ihrer Stirnfläche gezahnten Scheiben CC und DD verſehen, welche ſo dicht mit einander zum Eingriff gebracht werden können, daß ſie ſcheinbar nur eine einzige Scheibe bilden. Die eine Scheibe CC iſt auf der Treibwelle A feſtgekeilt, die andere Scheibe DD hingegen iſt auf dem abgedrehten und mit zwei Längenrippen oder Splinten verſehenen Ende der Getriebwelle B verſchiebbar, jedoch wegen der Splinte nicht drehbar. Um das Verſchieben der zweiten Scheibe bewirken zu können, iſt dieſe Scheibe mit einem Muff M verſehen, welcher von den Zinken KF einer Gabel EKF, des ſogenannten Rückhebels oder der Rückgabel, umfaßt wird. Leicht iſt einzuſehen, wie durch Drehen dieſes Hebels um ſeine Axe K die Scheibe DD auf dem Ende der Welle B hin- und zurückgeſchoben, und folglich auch das In- und Außergangſetzen der Welle hervorgebracht werden kann.

Fig. 403.



In Fig. 403 iſt die ſogenannte Klauenkuppelung abgebildet, welche ebenfalls hierher gehört. Hier endigt ſich die Treibwelle A in einem Querarme CC, der ſogenannten Krücke, während auf dem rund abgedrehten

Digitized by Google

und mit einem Splint verſehenen Ende der Getriebwelle *B*, eine Klaue *EDE* verſchiebbar ſitzt, welche über die Enden der Krücke *CC* weggreift. Dieſes Verſchieben oder Ein- und Ausrücken der Klaue erfolgt mittels einer Rückgabel, welche in den Hals *MM* des Muffes *D* eingreift. Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Um die Stöße beim Einrücken ſo viel wie möglich unſchädlich zu machen, wendet man eine Frictionskuppelung an (vergl. III., §. 185). Eine ſolche lösbare Frictionskuppelung führt Fig. 404 vor Augen. Auf der Triebwelle *A* ſitzt hier eine Scheibe *OO* feſt, in deren vertieftem Umfange ein zweitheiliger Frictionsring *CC* eingelegt iſt, der durch Schrauben wie *S* beliebig ſtark angezogen werden kann. Auf dem Ende der Getriebswelle *B* iſt die Krücke *DD* verſchiebbar, welche zwei Bolzen *DE*, *DE* trägt, die durch Hülſen *H*, *H* am Ende einer zweiten, auf dem Ende von *B* feſtſitzenden Krücke *HH* hindurchgehen und ſich an die Naſen *C*, *C* anlegen, mit welchen der Frictionsring verſehen iſt. Die Krücke oder Klaue *DD* iſt mit einem Muff *MM* verſehen, welcher durch eine Rückgabel verſchoben werden kann. Je nachdem *MM* vor- oder zurückgeſchoben wird, legen ſich die Bolzen *DE*, *DE* an *C*, *C*, oder ziehen ſich von *C*, *C* zurück, und es wird folglich in einem Falle die Welle *B* von *A* mit umgedreht, und in dem anderen Falle von *A* losgemacht. Iſt die Kraft, welche die Welle *B* zu ihrer Umdrehung erfordert, ſehr groß, ſo übertrifft ſie vielleicht die Reibung des Bremskranzes *CC* auf der Scheibe, und es geht dann die Welle *A* um, ohne daß ſie *B* mitnimmt; wenn nun aber dieſe Kraft während der Ueberwindung der Trägheit der Welle *B* allmälig abnimmt, ſo wird ſie endlich von der Reibung des Bremskranzes wieder übertroffen, und es geräth ſo die Welle *B* erſt allmälig in Umdrehung.

Fig. 404.

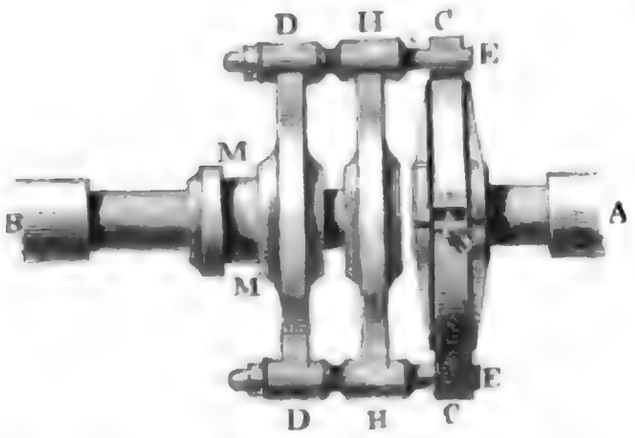
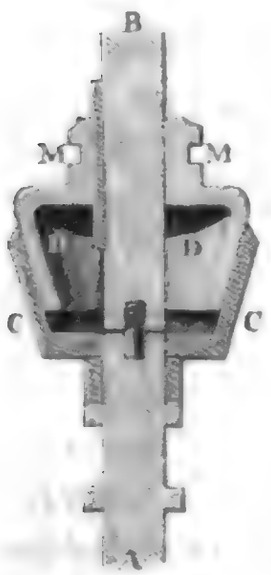


Fig. 405.



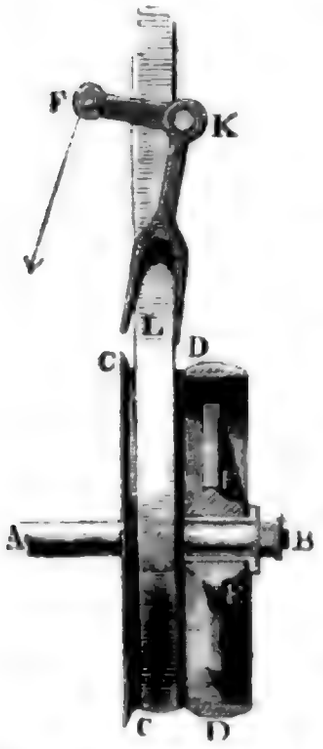
In Fig. 405 iſt endlich noch eine Frictionskegelkuppelung für eine ſtehende Welle abgebildet. Auf der Triebwelle *A* ſitzt der hohle Kegel *CC* feſt, und auf der Getriebwelle *B* iſt der Kegel *DD* verſchiebbar, der mit ſeinem äußeren Umfang gegen den inneren Umfang des erſteren Kegels gedrückt wird. Iſt die Kraft, mit welcher *DD* gegen *CC* drückt, hinreichend groß, ſo wird *B* in

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Folge der hieraus erwachsenden Reibung von A in seiner Umdrehung mitgenommen.

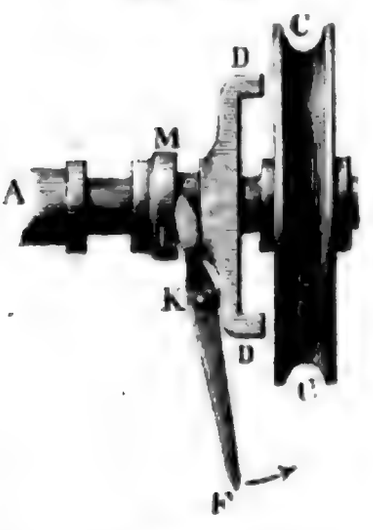
§. 203. Das Aus- und Einrücken der Riemenräder erfolgt in der Regel mittels der festen und losen Rolle oder Scheibe (franz. poulie fixe et folle, engl. fast and loose pulley). Es sitzen hier auf derselben Welle AB, Fig. 406, zwei gewöhnliche Riemenscheiben (s. III., §. 34) CC und DD, und zwar die eine (CC) fest und die andere (DD) lose. Die feste Scheibe CC läuft natürlich mit AB zugleich um, die lose Scheibe DD hingegen kann durch eine kleine Kraft, welche die Reibung zwischen ihrer Nabe EE und dem Wellenumfange übertrifft, an dem Umdrehen verhindert werden. Wenn der um die Trommel einer zweiten Welle geschlungene Treibriemen zugleich auf der festen Rolle CC liegt, so setzt die eine von beiden Wellen die andere in Umdrehung; kommt er aber auf die lose Rolle DD zu liegen, so hört die Transmission der Umdrehungsbewegung mittels des Riemens auf. Das Abrücken des letzteren von einer Rolle auf die andere erfolgt entweder durch eine sogenannte Rück- oder Leitgabel, oder durch eine einfache Rück- oder Leitstange. In der Figur ist FKL die in einem Winkelhebel bestehende und um die Axe K drehbare Leitgabel abgebildet.

Fig. 406.



Schnur-, Riemen- und Zahnräder lassen sich auch mittels einer gleitenden Gabel oder Klaue aus- und einrücken, wie z. B. aus Fig. 407 zu ersehen ist. Hier ist CC eine lose Rolle auf der umlaufenden Welle AB, DD eine mit ihrem Muff M auf dieser Welle verschieb-, jedoch nicht drehbare Klaue, und EKF eine um die feste Axe K drehbare Rückgabel. Soll die Schnurscheibe mit der Welle AB zugleich umlaufen, so rückt man das Ende F der Gabel in der Richtung des Pfeiles auswärts und schiebt dadurch die Zinken D, D der Krücke in entsprechende Vertiefungen der Rolle CC.

Fig. 407.



Man kann aber auch die Klaue auf der Welle AB ganz befestigen und den Muff M sammt der Rückgabel EKF mit der losen Rolle verbinden. Dann läßt sich die Rolle in die Krücke

Digitized by Google

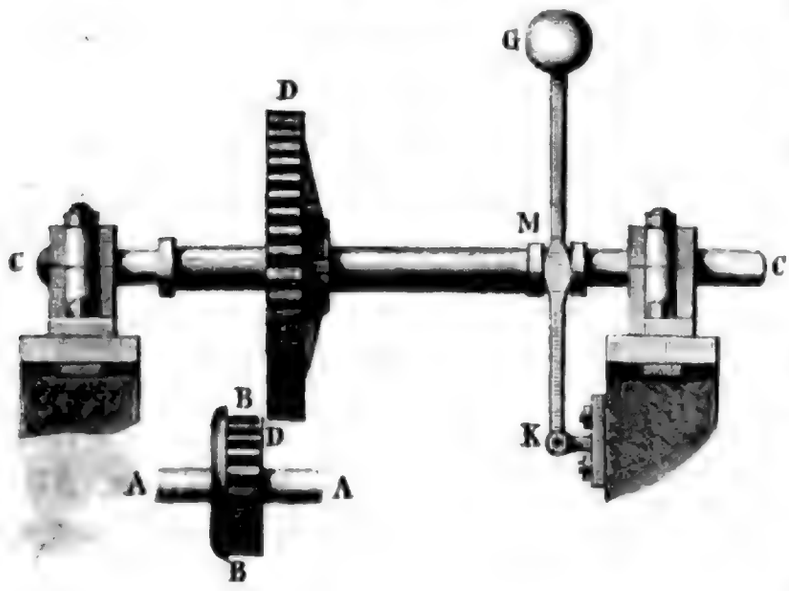
ein- und ausrücken, und man hat es mit der ſogenannten gleitenden Rolle zu thun. Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Man kann endlich auch die Klaue, ſo wie die Rolle loſe auf der Welle laufen laſſen, wenn man deren Zinken, wie bei der Frictionskuppelung in Fig. 404, durch Führungen in einer feſten Krücke gehen läßt. In dieſem Falle hat man es mit der ſogenannten Bajonet- oder Gabelkuppelung zu thun.

Bei Zahnrädern läßt ſich das Ein- und Ausrücken dadurch bewerkſtelligen, daß man das eine Zahnrad aus dem Eingriffe mit dem anderen bringt. Dies kann dadurch geſchehen, entweder daß man jenes Rad mittels einer Rückgabel auf ſeiner Welle, oder daß man dieſe Welle ſelbſt in ihrer Axenrichtung verſchiebt, oder daß man endlich die Lagerung der letzteren verrückt.

Es iſt leicht einzuſehen, wie ein Zahnrad oder die Welle deſſelben mittels Muff und Rückgabel in der Axenrichtung verſchoben werden kann. Ein Mechanismus der letzten Art iſt in Fig. 408 abgebildet. *A A* iſt die Triebwelle mit dem Triebrad *BB*, und *CC* die Getriebwelle mit dem auf ihr feſtſitzenden Getriebrad *D D*. Auf der Welle *CC* ſitzt ein Muff *M* feſt, welcher von einem Rückhebel *KMG* ergriffen wird, der einerſeits um eine feſte Axe *K* drehbar iſt, und andererſeits ein Gewicht *G* trägt, durch welches nicht allein das Einrücken des Rades *D D* in *B B* erleichtert, ſondern auch das Verharren im Eingriff dieſer Räder mit einander bewirkt wird.

Fig. 408.



Die Art und Weiſe, wie das Ein- und Ausrücken mittels Bewegung des Zapfenlagers hervorgebracht werden kann, iſt ſchon aus III., §. 45, Figur 125, bekannt. Das Aus- und Einrücken eines Rades oder einer Trommel auf ihrer Welle wird auch zuweilen durch ein Sperrrad *A B*, Fig. 409 (auf folgender Seite), bewirkt. Dieſes Sperrrad ſitzt auf der Welle *C* feſt, während die Trommel *D E* loſe auf derſelben iſt. Auf der Stirnfläche der letzteren iſt die Axe *D* einer Sperrklinke *F D G* befeſtigt, welche mit dem einen Ende *G* in die Zähne des Sperrrades eingreift,

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

und an dem anderen Ende F von einer Feder angedrückt wird. Geht die Welle mit dem Sperrrade in der Richtung des Pfeiles um, ſo wirkt die Sperrklinke ſo auf die Trommel, daß auch dieſe mit umzulaufen gezwungen wird; geht aber die Welle umgekehrt um, ſo hakt ſich die Sperrklinke aus, und es bleibt die Trommel ſtehen.

Fig. 409.

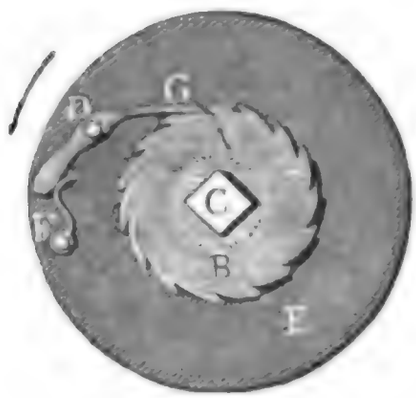
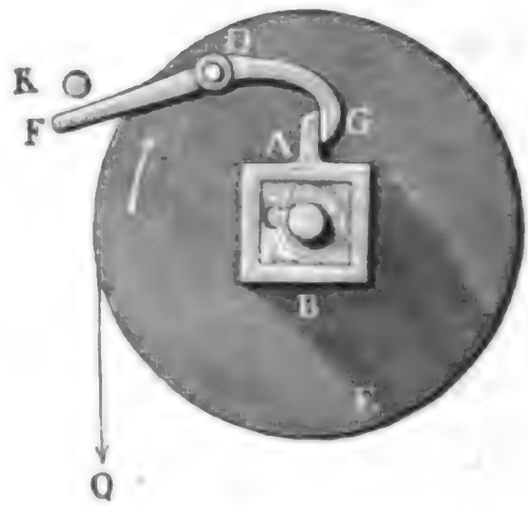


Fig. 410.

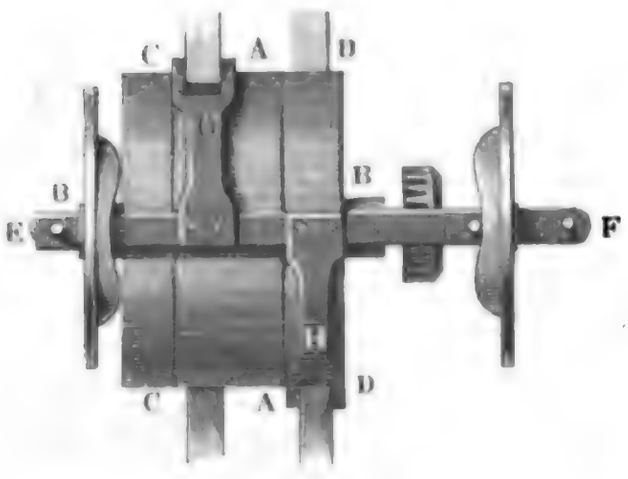


Anſtatt eines Sperrrades kann man auch einen bloßen Zahn A anwenden, welcher aus der Welle ACB, Fig. 410, radial hervorſteht. Läßt man das Ende F des Sperrhakens FDG gegen ein feſtes Hinderniß K ſtoßen, ſo wird die Trommel DE ausgerückt, und dieſe bleibt dann während der weiteren Umdrehung der Welle ſtehen oder nimmt in Folge der Wirkung eines Gewichtes Q eine umgekehrte Umdrehung an.

§. 204. Im Folgenden ſind endlich noch einige Mechanismen beſchrieben, wodurch nicht ein bloßes In- und Außer-Gangſetzen eines Maſchinentheiles, ſondern ein Umſetzen der Bewegung deſſelben in die entgegengeſetzte Richtung oder in eine andere Geſchwindigkeit bewirkt wird.

Um einem Stirnräderwerke die entgegengeſetzte Umdrehungsbewegung zu geben, bedarf es nur der Anwenduug zweier Riemen, eines offenen und eines gekreuzten. Je nachdem der eine oder der andere Riemen auf der Trommel AA, Fig. 411, aufliegt, wird die Welle BB, worauf dieſe Trommel feſtſitzt, nach der einen oder nach der anderen Richtung umgedreht (vergl. III., §. 25). Sitzen nun noch auf dieſer

Fig. 411.

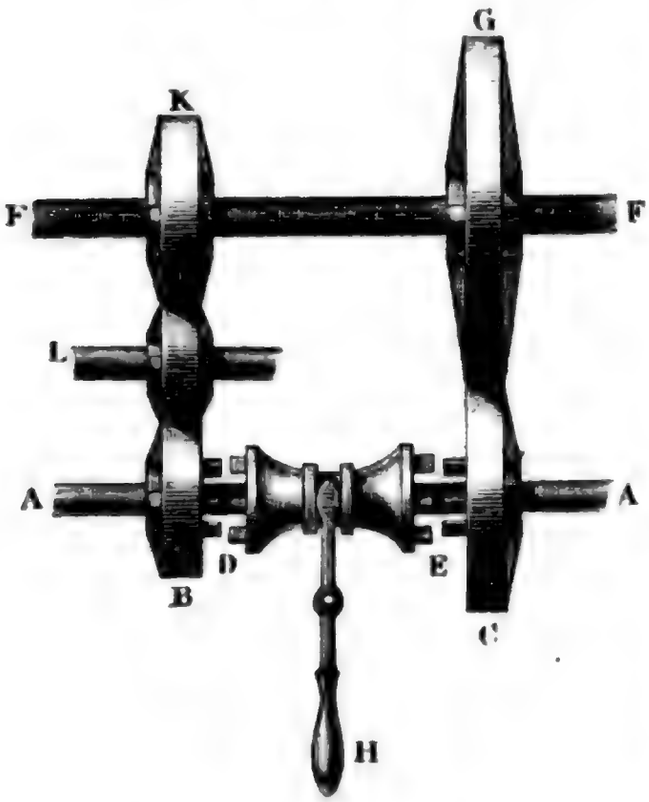


Digitized by Google

Welle zwei loſe Rollen CC und DD, ſo kann man immer einen von beiden Riemen durch Auflegen auf eine dieſer Rollen unthätig machen, während der andere Riemen auf der feſten Rolle aufliegt und arbeitet. Zum Auf- und Abſchieben der Riemen auf und von dieſen drei Trommeln dient ein Riegel EF, welcher längs dieſer Trommeln hinläuft, und zwei Arme G und H trägt, die in Ohren auslaufen, durch welche die Riemen hindurchgehen. Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Um ein Zahnräderwerk nach Belieben bald links, bald rechts umlaufen zu laſſen, kann man folgende Uebertragung in Anwendung bringen. Auf der ſtets nach einer Richtung umlaufenden Triebwelle AA, Figur 412, ſitzen zwei loſe Zahnräder B und C und ein zwar verſchiebbarer, jedoch nicht um dieſe Welle drehbarer Muff DE. Die Stirnflächen dieſes Muffes und ebenſo die Stirnflächen der Hülſen der Zahnräder B und C ſind mit Zähnen oder Daumen D und E ausgerüſtet, und es läßt ſich der Muff mittels des Hebels H ſo in das eine oder das andere dieſer Räder einrücken, daß daſſelbe durch den Eingriff dieſer Daumen oder Zähne gezwungen wird, mit der Triebwelle AA umzulaufen. Auf der Getriebwelle FF, welche bald nach der einen, bald nach der anderen Richtung umgedreht werden ſoll, ſitzen zwei Zahnräder G und K feſt, von welchen das erſtere unmittelbar in das Zahnrad C eingreift, das andere aber mit dem Zahnrade B durch ein Zwiſchenrad L in Verbindung geſetzt iſt. Iſt der Muff in das Zahnrad C eingerückt, ſo läuft C mit AA in gleicher, und dagegen G ſowie FF in entgegengeſetzter Richtung um; iſt dagegen der Muff in das Zahnrad B eingerückt, ſo geht B in gleicher, L in entgegengeſetzter, und folglich K, ſowie FF, wieder in gleicher Richtung mit AA um.

Fig. 412.



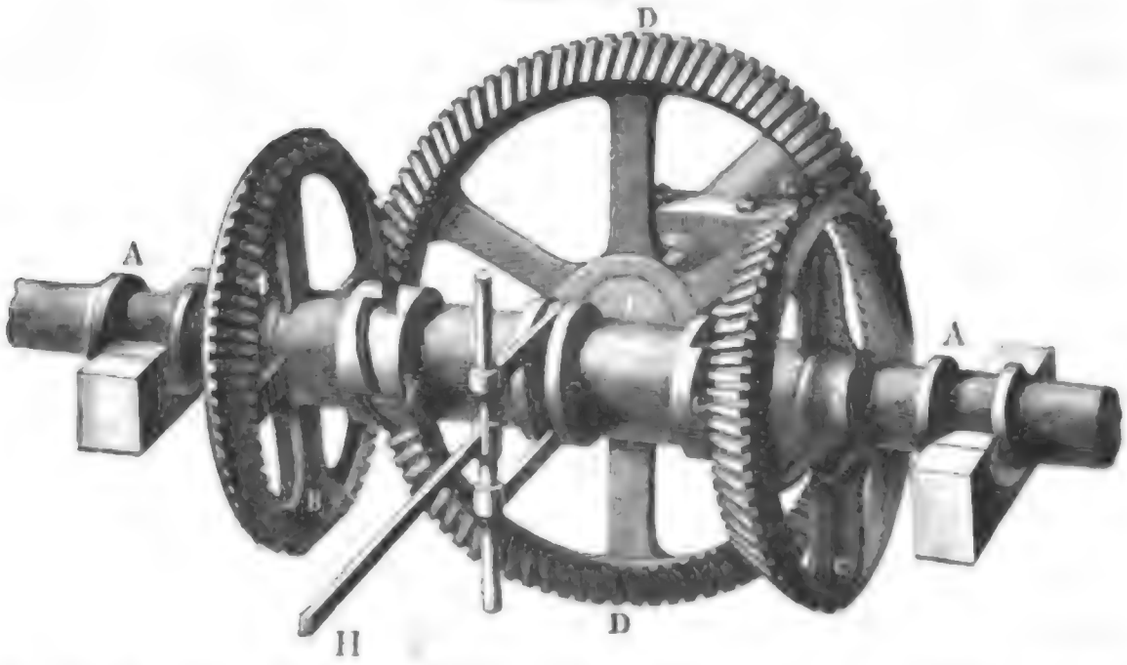
Eine ähnliche Umrückvorrichtung iſt in Fig. 413 (auf folgender Seite) abgebildet. Auf der Triebwelle AA ſitzen zwei coniſche Räder B und C loſe auf, welche gleichzeitig in ein drittes Zahnrad D eingreifen, das auf einer Welle EE feſtſitzt, die bald nach links, bald nach rechts umgedreht wer-

Digitized by Google

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

den ſoll. Zu dieſem Zwecke iſt die Welle *A A* mit einem auf ihr umdrehbaren Muff *F G* verſehen, der mittels eines Hebels *H* nach Belieben

Fig. 413.



nach rechts oder links geſchoben, und dabei mit einer ſeiner gezahnten Stirnflächen in die Verzahnung der Hülſe des einen oder anderen Rades *B* oder *C* zum Eingriff gebracht werden kann.

Die in den Figuren 414 und 415 abgebildeten Mechanismen können auch noch in Anwendung kommen, wenn es nicht bloß darauf ankommt, die Umdrehungsrichtung zu verändern, ſondern auch dann, wenn eine Veränderung der Umdrehungsgeſchwindigkeit verlangt wird. Läßt

Fig. 414.

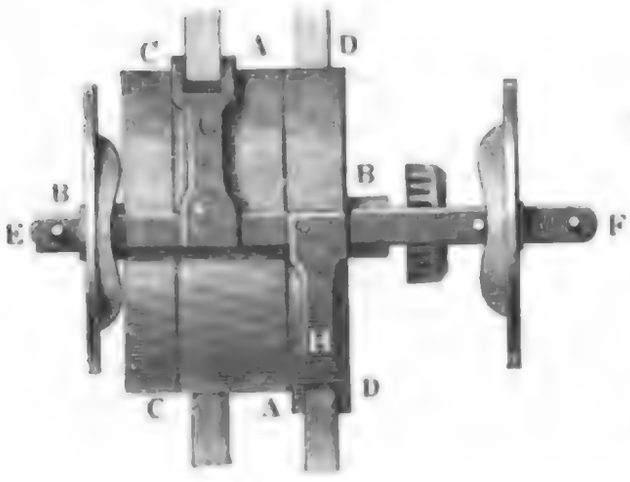
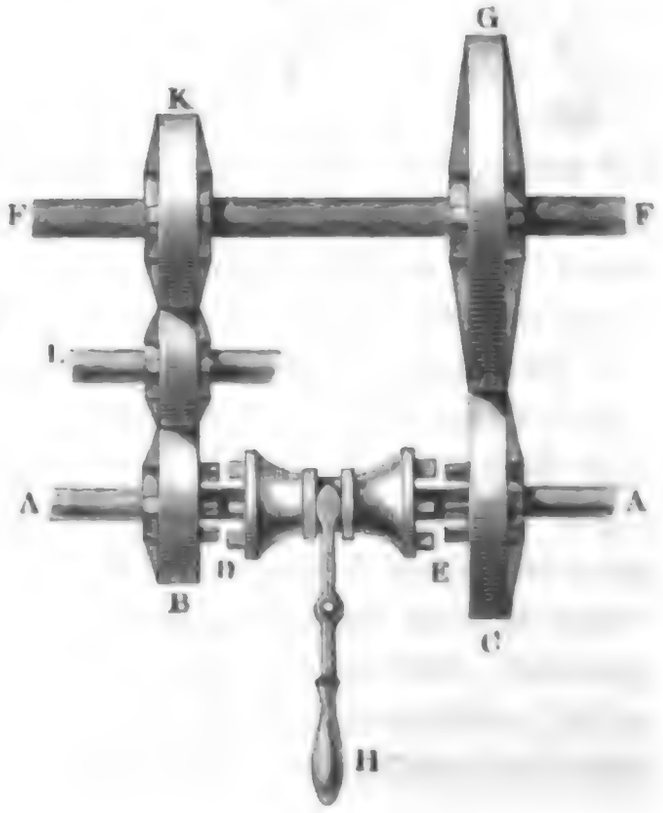


Fig. 415.



Digitized by Google

man z. B. die beiden Riemen bei der Vorrichtung in Figur 414 über Trommeln von verſchiedenen Durchmeſſern laufen, ſo iſt auch die Umdrehungsgeſchwindigkeit der Welle, worauf dieſe Trommeln feſtſitzen, verſchieden, je nachdem der eine oder der andere Riemen zugleich auf der feſten Trommel *A A* der Triebwelle *B B* liegt. Giebt man dem Räderpaare *C G* in Fig. 415 ein anderes Umſetzungsverhältniß als dem Räderpaare *B K*, ſo wird durch das Umrücken des Muffes *D E* auf der nach einerlei Richtung umlaufenden Welle *A A* nicht allein die Umdrehungsrichtung, ſondern auch die Umdrehungsgeſchwindigkeit der Welle *F F* verändert. Läßt man das Zwiſchenrad *L* ausfallen, alſo *B* unmittelbar in *K* eingreifen, ſo wird durch das Umkuppeln wenigſtens die Umdrehungsgeſchwindigkeit von *F F* verändert.

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Mittels des Mechanismus in Fig. 416 läßt ſich ebenfalls eine Welle *F F* mit zwei verſchiedenen Geſchwindigkeiten umdrehen, und zwar dadurch, daß man entweder das Triebrad *B* in das Getriebe *D*, oder das Triebrad *C* in das Getriebe *E* einrückt. Setzt man auf *F F* noch zwei andere Getriebräder und bringt man auf *A A* noch einen zweiten Muff mit zwei anderen Triebrädern, ſo kann man der Welle vier verſchiedene Umdrehungsgeſchwindigkeiten ertheilen.

Fig. 416.

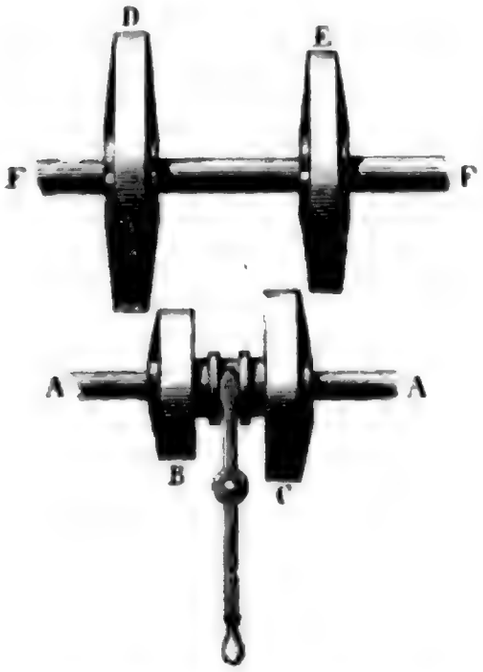
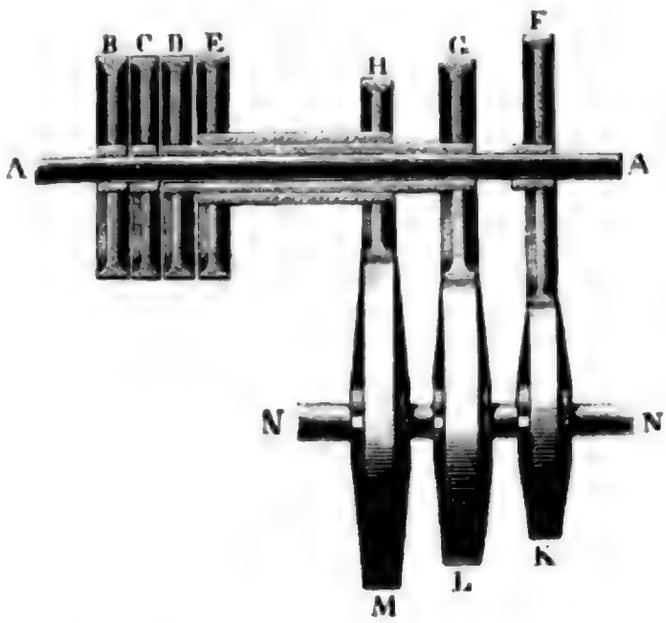


Fig. 417.

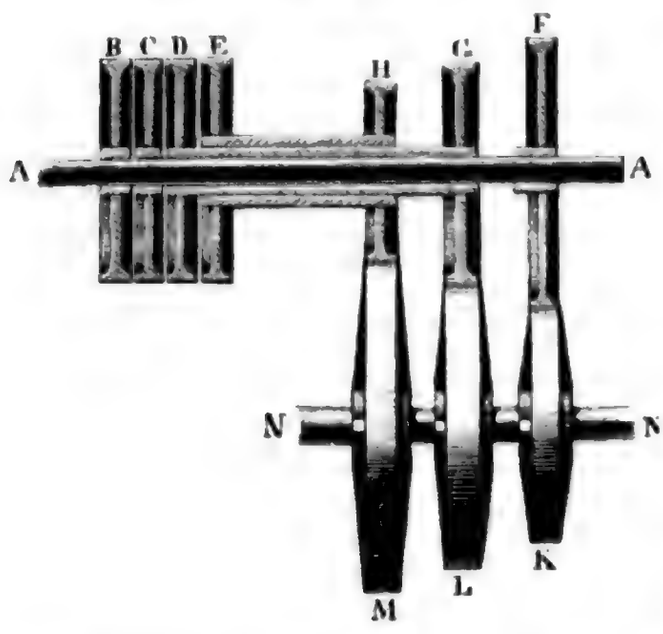


In Figur 417 iſt endlich noch eine Vorrichtung abgebildet, wodurch eine Getriebwelle *N N* durch eine Triebwelle *A A* nach Belieben mit drei verſchiedenen Geſchwindigkeiten umgedreht werden kann. Es iſt hier *B* eine loſe, *C* eine feſte Riemenſcheibe, und *F* ein feſtes Zahnrad, welches in das auf *N N* ſitzende Zahnrad *K* eingreift. Es läßt ſich alſo durch die Riemenſcheibe *C* die Welle *A A* mit dem Rade *F* und dadurch wieder das

Ein- und Ausrückvorrichtungen.

Rad K mit der Welle NN in Umdrehung ſetzen. Das Riemenrad D und das Zahnrad G ſitzen auf einer hohlen Welle, welche über AA weggeſteckt iſt, und daher ungehindert um AA laufen kann. Ebenſo ſitzt das Riemenrad E mit dem Zahnrade H auf einer hohlen Welle, welche wiederum die erſte hohle Welle umſchließt, und ohne dieſe umlaufen kann. Die Zahnräder G und H greifen in die Zahnräder L und M auf der Welle NN. Je nachdem der Treibriemen auf B, C, D oder E liegt, bleibt hiernach die Welle AA und alſo auch NN in Ruhe, oder geht AA mit F, K und NN um, oder gelangt NN mittels G und L oder mittels H und M in Umdrehung.

Fig. 418.



Digitized by Google

Holzschnitte
aus dem xylographischen Atelier
von Friedrich Vieweg und Sohn
in Braunschweig.

Papier
aus der mechanischen Papier-Fabrik
der Gebrüder Vieweg zu Wendhausen
bei Braunschweig.

Digitized by Google

Lehrbuch

der

Ingenieur- und Maschinen-Mechanik.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. **Julius Weisbach,**

Königl. sächsischer Bergrath und Professor an der königl. sächsischen Bergakademie zu Freiberg;
Ritter des königl. sächsischen Verdienstordens, correspondirendes Mitglied der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften zu St. Petersburg u. s. w.

In drei Theilen.

Dritter Theil: Die Zwischen- und Arbeitsmaschinen enthaltend.

Zweite Abtheilung.

Mit 582 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851 — 1860.

Digitized by Google

Die Mechanik

der

Zwischen- und Arbeitsmaschinen.

Ohne

Anwendung des höhern Calculs

für den

Unterricht an technischen Lehranstalten

sowie zum

Gebrauche für Techniker

bearbeitet

von

Dr. Julius Weisbach,

Königl. sächsischer Bergrath und Professor an der königl. sächsischen Bergakademie zu Freiberg; Ritter des königl. sächsischen Verdienstordens, correspondirendes Mitglied der kaiserlichen Akademie der Wissenschaften zu St. Petersburg u. s. w.

Zweite Abtheilung.

Die Arbeitsmaschinen.

Mit 582 in den Text eingedruckten Holzschnitten.

Braunschweig,

Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn.

1851 — 1860.

Digitized by Google

Die Herausgabe einer Ueberſetzung in engliſcher, franzöſiſcher und anderen modernen Sprachen wird vorbehalten.

Digitized by Google

Zweite Abtheilung.

Die Mechanik der Arbeitsmaschinen.

Einleitung.

§. 205. Die Arbeitsmaschinen, von welchen im Folgenden die Rede sein wird, sind diejenigen mechanischen Hülfsmittel, wodurch der Zweck der Maschinen überhaupt zunächst erlangt, nämlich mechanische Arbeit verrichtet wird. Sie bilden in Vereinigung mit Kraft- und Zwischenmaschinen in der Regel erst vollständige Maschinen. Vergl. II., §. 63, und III., §. 1. Nach der Art der Arbeitsverrichtung können wir die sämmtlichen Arbeitsmaschinen in zwei Hauptsysteme abtheilen, nämlich: Arbeitsmaschinen.

I. in Maschinen zum Fortschaffen oder die fortschaffenden oder translocirenden Maschinen, und

II. in die Maschinen zum Formverändern der Körper oder formverändernde Maschinen.

Was zunächst die fortschaffenden Arbeitsmaschinen anlangt, so haben wir hier nach dem Aggregatzustande des fortzuschaffenden Körpers folgende drei Maschinensysteme zu unterscheiden:

1) die Förderungsmaschinen oder Maschinen zum Fortschaffen fester Körper,

2) die Wasserhebungsmaschinen oder Maschinen zum Heben und Fortschaffen des Wassers, und

3) die Gebläse- und Wettermaschinen, oder Maschinen zum Fortschaffen der Luft.

Eine größere Mannigfaltigkeit findet unter denjenigen Maschinen statt, welche den Zweck haben, Körper in ihrer Form zu verändern. Es gehören z. B. hierher:

1) die Zerkleinerungsmaschinen, als Pochwerke, Quetschwerke, Mahlmühlen u. s. w.,

Digitized by Google

Arbeits-maschinen.

2) die Metallbearbeitungsmaschinen, als Hammerwerke, Walzwerke, Bohrwerke u. s. w.,
3) die Holzbearbeitungsmaschinen, als Sägemühlen, Dreh-, Hobelbänke u. s. w.,
4) die Manufacturmaschinen zur Bearbeitung der Wolle, Baumwolle und des Papiers,
5) die Maschinen zum Land- und Wasserbau,
6) die Schiffsbaumaschinen,
7) die Kriegsmaschinen,
8) die Agricultur- oder landwirthschaftlichen Maschinen u. s. w.

Anmerkung. Es ist weder unserem Zwecke entsprechend noch ausführbar, die sämmtlichen hier aufgezählten Maschinen abzuhandeln; ein großer Theil dieser Maschinen findet in den Werken über mechanische Technologie, Landwirthschaft u. s. w. einen viel angemesseneren Platz, da die von ihm zu verrichtenden Arbeiten ganz eigenthümlicher Art sind.

Erster Abschnitt.

Von den Förderungsmaschinen.

Erstes Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben der Lasten auf kleine Höhen.

Förderungs-maschinen.

§. 206. Wir unterscheiden im Folgenden dreierlei Systeme der Maschinen zum Heben und Fortschaffen fester Körper, nämlich:

1) die Maschinen zum Heben der Lasten auf kleine Höhen,
2) die Maschinen zum Fortschaffen der Lasten auf mehr oder weniger stark ansteigenden längeren Wegen, und
3) die Maschinen zum Fortschaffen der Lasten auf ganz oder nahe horizontalen Wegen.

In diesem Kapitel ist nur von dem ersten Maschinensysteme die Rede. Es gehört hierher vorzüglich auch eine größere Anzahl von Baumaschinen oder mechanischen Hülfsmitteln, welche bei Aufführung oder Aufstellung der Bauwerke und Maschinen zur Anwendung kommen.

Die in dieſem erſten Kapitel abzuhandelnden Maſchinen ſind folgende: Förderungsmaſchinen.

1) die Hebel und Hebeladen,
2) die Rollen und ihre Verbindungen als Rollen- und Flaſchenzüge,
3) die Radwellen und Winden,
4) die ſogenannten Aufzüge,
5) die verſchiedenen Arten von Krahnen,
6) die Rammmaſchinen, und
7) die Erdbohrmaſchinen.

Die meiſten dieſer Maſchinen werden durch die menſchliche Hand in Bewegung geſetzt, ſelten kommen bei denſelben thieriſche Kräfte in Anwendung; und in der neueſten Zeit erſt hat man auch die Waſſerkraft und die Dampfkraft zum Umtrieb dieſer Maſchinen verwendet. Hierher gehören z. B. der Waſſerſäulenkrahn, die Dampframmmaſchine u. ſ. w.

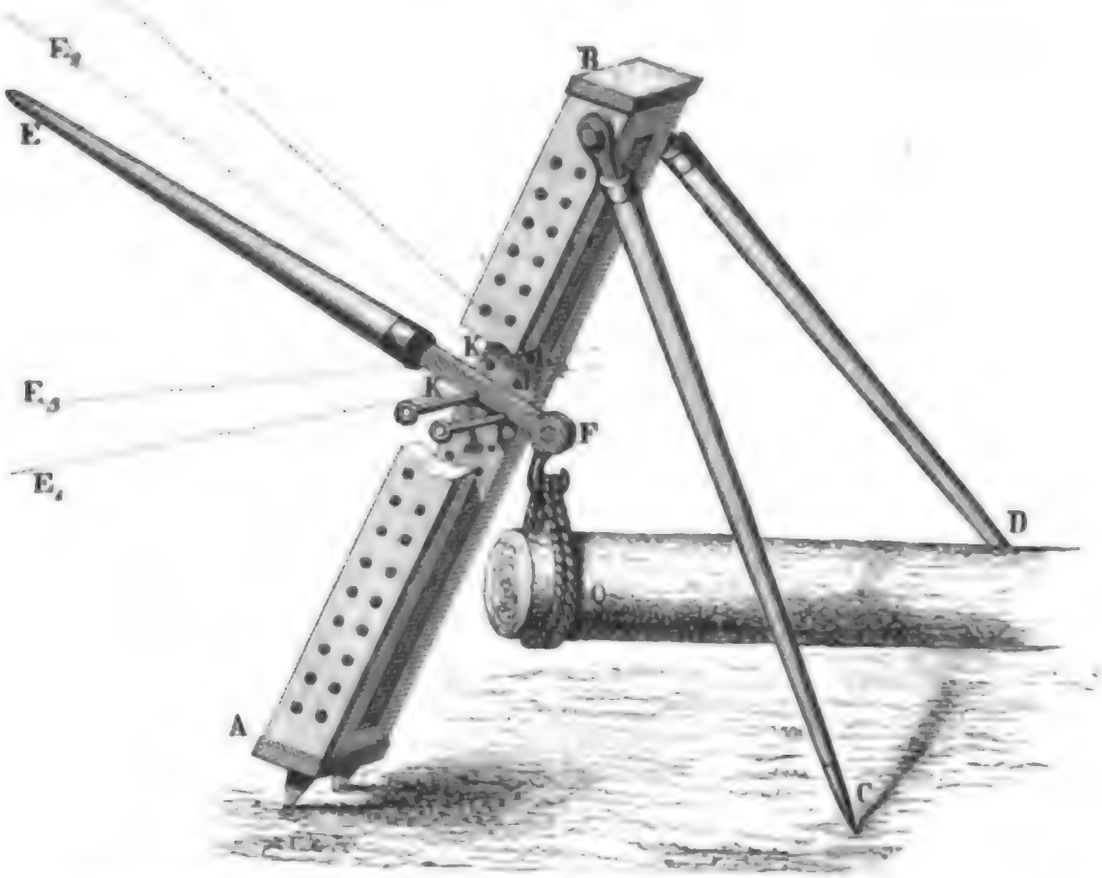
§. 207. Der Hebel (franz. levier, engl. lever) wird ſehr oft angewendet, um mittels einer kleineren Kraft eine anſehnlich größere Laſt empor zu heben. Der Weg oder die Höhe, auf welche eine Laſt mittels eines Hebels auf ein Mal gehoben werden kann, iſt bei der gewöhnlichen Arm- und Hebellänge ſehr klein, und beträgt oft kaum einige Zoll. Um daher durch einen Hebel auf eine größere Höhe, z. B. auf mehrere Fuß zu heben, iſt es nöthig, den Stützpunkt des Hebels allmälig zu heben und nach jedem Höherrücken des Stützpunktes den Hebel von Neuem in Bewegung zu ſetzen. Hierbei iſt es jedoch nöthig, daß die Laſt während der Verrückung des Stützpunktes auf andere Weiſe unterſtützt werde. Bei den ſogenannten Hebeladen beſteht die Unterſtützung in zwei Bolzen, und es wird der Hebel abwechſelnd um den einen oder den anderen dieſer Bolzen gedreht. Die Art und Weiſe, wie bei einer gewöhnlichen deutſchen Hebelade das Aufrücken der Bolzen ermöglicht wird, iſt aus Fig. 419 (auf folgender Seite) zu erſehen. Hebeladen.

Es iſt $ABCD$ ein Dreifuß, an welchem ein Bein AB aus zwei Brettern beſteht, die einen länglichen Raum zwiſchen ſich laſſen, durch welchen der Hebel oder die eigentliche Hebelade EF hindurchgeht. Dieſes Bein des Dreifußes AB enthält zwei Reihen Löcher, durch welche die als Stützpunkte des Hebels dienenden eiſernen Pflöcke K und L geſteckt werden. Um nun die an den kurzen Arm des Hebels angehängte Laſt, z. B. das Ende Q eines Baumſtammes auf einen Wagen zu heben, drückt man das Ende E des langen Hebelarmes nieder nach E_1 und ſteckt den Pflock L nach L_1, hebt dann wieder E von E_1 nach E_2

Digitized by Google

Hebeladen. und ſteckt den Pflock K nach K_1, drückt dann wieder E von E_2 nach E_3 herab und ſteckt L_1 nach L_2 u. ſ. w. Durch dieſes wiederholte Auf- und

Fig. 419.



Niederdrücken des Hebels EF und das abwechſelnde allmälige Weiterſtecken der als Stützpunkte dieſes Hebels dienenden Pflöcke K und L bringt man endlich den Hebel ſammt der Laſt auf die verlangte Höhe.

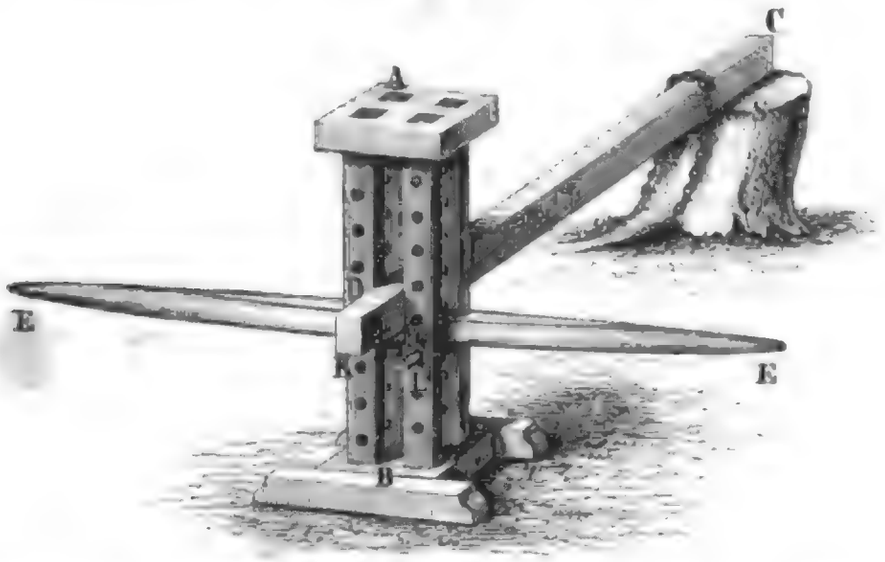
Fig. 420.

Bei der ſogenannten franzöſiſchen Hebelade, welche in Fig. 420 abgebildet iſt, wird das Einſtecken der Pflöcke oder Stützbolzen durch das Auf- und Niederdrücken des Hebels ſelbſt bewirkt. Zu dieſem Zwecke iſt der Hebel EF an die durch den Bügel

B unter ſich verbundenen Bolzen K und L mittels der Hängeeiſen KM und LN aufgehangen. Bei dem Auf- und Niederdrücken des Hebels EF rückt bald der eine, bald der andere Bolzen (K, L) um einen Zahn an der doppelt gezahnten Stütze AC empor. Hebeladen.

Beide Hebeladen haben den Nachtheil, daß ſie die Laſt Q nicht bloß anheben, ſondern bei jedem Aufgange des Kraftpunktes wieder etwas niederlaſſen. Dieſer Mangel iſt aber bei der in Fig. 421 abgebildeten ſogenannten ſchwediſchen Hebelade nicht vorhanden. Dieſelbe hat vier

Fig. 421.



Stützſäulen AB, wovon eine jede mit einer Reihe von Löchern verſehen iſt, durch welche die Stützbolzen geſteckt werden; und die Laſt iſt zwiſchen dieſen Säulen angebracht. Die Hebelade in Figur 421 dient zum Ausroden eines Stockes S und wirkt zunächſt auf einen Hebebaum CD, der mittels einer Kette an eine Wurzel des auszurodenden Stockes angeſchloſſen iſt.

§. 208. Die Rollen (ſ. I., §. 150) und ihre Verbindungen unter einander ſind ſehr gewöhnliche Hülfsmittel zum Heben größerer Laſten auf kleinere Höhen. Die feſte oder Leitrolle ACB, Fig. 422, dient hierbei nur als Mittel zur Abänderung der Bewegungsrichtung (ſ. III., §. 23 und §. 24), da bei ihr die Laſt Q an einem Seilende zum Aufziehen eine gleich große Kraft P am anderen Seilende erfordert. Anders iſt es aber bei der loſen oder Kraftrolle ACB, Fig. 423; Rollen.

Fig. 422.

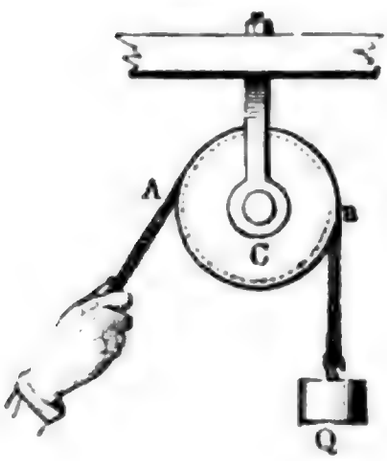
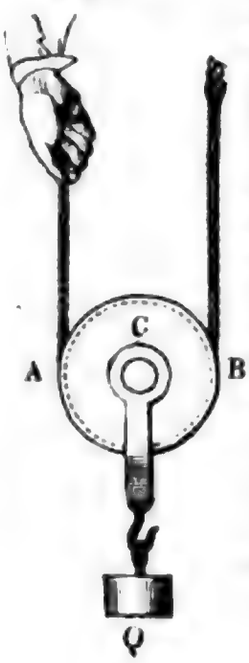


Fig. 423.



Rollen. wenn hier beide Seilenden nahe vertikal gerichtet ſind, ſo iſt zum Aufziehen der an der Axe C der Rolle hängenden Laſt eine halb ſo große Kraft P an einem oder dem anderen Seilende nöthig, alſo

$$P = {}^1/_2\, Q, \text{ und umgekehrt}$$
$$Q = 2\, P.$$

Dieſe Beziehungen zwiſchen Kraft und Laſt werden allerdings durch die Zapfenreibung und durch die Steifigkeit des Seiles noch um ein Namhaftes abgeändert.

Iſt a der Rollen- und r der Zapfenhalbmeſſer, φ der Reibungscoefficient und G das Gewicht einer Leitrolle, ſo haben wir das Kraftverhältniß dieſer Rolle mit Rückſicht der Zapfenreibung:

$$P a = Q a + \varphi r (P + Q + G);$$

nehmen wir noch den Seilſteifigkeitswiderſtand

$$S = d^\mu (K + \nu Q) \text{ (ſ. I., §. 179)}$$

hinzu, ſo erhalten wir folgende Gleichung:

$$P a = Q a + \varphi r (P + Q + G) + d^\mu (K + \nu Q),$$

und hieraus entwickelt ſich folgende Formel für die Kraft:

$$P = \left(\frac{a + \varphi r + \nu d^\mu}{a - \varphi r}\right) Q + \frac{\varphi r G + d^\mu K}{a - \varphi r}.$$

Bezeichnen wir nun noch der Einfachheit wegen

$$\frac{a + \varphi r + \nu d^\mu}{a - \varphi r} \text{ durch } \alpha$$

und

$$\frac{\varphi r G + d^\mu K}{a - \varphi r} \text{ durch } R,$$

ſo nimmt unſere Kraftformel für die Leitrolle folgende einfache Geſtalt an:

$$P = \alpha Q + R.$$

Bei der Kraftrolle wirkt die Kraft P am Hebelarme $BA = 2a$, und die um das Rollengewicht G vergrößerte Laſt $Q + G$ am Hebelarme $BC = a$; man hat daher hier, wenn S die Spannung des ſich aufwickelnden Seiles bezeichnet:

$$2 P a = (Q + G) a + \varphi Q r + d^\mu K + \nu d^\mu S; \text{ oder da}$$
$$S + P = Q + G \text{ zu ſetzen iſt,}$$
$$2 P a = (Q + G) a + \varphi Q r + d^\mu K + \nu d^\mu (Q + G - P),$$

woraus ſich nun folgende Kraftformel ergiebt:

$$P = \frac{a + \varphi r + \nu d^\mu}{2a + \nu d^\mu} Q + \frac{(a + \nu d^\mu) G + d^\mu K}{2a + \nu d^\mu},$$

Digitized by Google

wofür wir $P = \alpha_1 Q + R_1$ ſetzen wollen, indem wir Rollen.

$$\frac{a + \varphi r + \nu d^\mu}{2a + \nu d^\mu} \text{ durch } \alpha_1 \text{ und}$$

$$\frac{(a + \nu d^\mu) G + d^\mu K}{2a + \nu d^\mu} \text{ durch } R_1$$

bezeichnen.

Beiſpiel. Welche Kraft P erfordert eine Laſt $Q = 400$ Pfund zum Aufziehen entweder mittels einer Leit- oder mittels einer Kraftrolle, wenn der Halbmeſſer dieſer Rolle $a = 4$ Zoll, die Stärke des anzuwendenden Hanfſeiles $d = \frac{1}{2}$ Zoll, der Zapfenhalbmeſſer $r = \frac{3}{8}$ Zoll, und das Gewicht der Rolle $G = 25$ Pfund beträgt? Setzen wir nun noch den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}1$ und nach I., §. 179, $\mu = 1{,}4$, $\nu = 0{,}141$ und $K = 6{,}83$ ein, ſo erhalten wir:

1) für eine feſte oder Leitrolle

$$P = \frac{4 + 0{,}1 \cdot \frac{3}{8} + 0{,}141\,(\frac{1}{2})^{1{,}4}}{4 - 0{,}1 \cdot \frac{3}{8}} \cdot 400 + \frac{0{,}1 \cdot \frac{3}{8} \cdot 25 + (\frac{1}{2})^{1{,}4} \cdot 6{,}83}{4 - 0{,}1 \cdot \frac{3}{8}}$$

$$= \frac{4{,}0375 + 0{,}0534}{3{,}9625} \cdot 400 + \frac{0{,}9375 + 2{,}5881}{3{,}9625}$$

$$= \frac{1636{,}36}{3{,}9625} + \frac{3{,}5256}{3{,}9625} = 412{,}96 + 0{,}89 = 413{,}85 \text{ Pfund};$$

und dagegen

2) für eine loſe oder Kraftrolle

$$P = \frac{1636{,}36}{8 + 0{,}0534} + \frac{(4 + 0{,}0534) \cdot 25 + 2{,}5881}{8 + 0{,}0534}$$

$$= \frac{1636{,}36}{8{,}0534} + \frac{103{,}923}{8{,}0534} = 203{,}19 + 12{,}90 = 216{,}09 \text{ Pfund}.$$

§. 209. Mit Hülfe der vorſtehenden Formeln laſſen ſich nun auch die Theorien der Rollen- und Flaſchen- oder Klobenzüge (franz. mouffles, engl. tackles of pulleys) leicht entwickeln. Bei einem Rollenzuge hängen mehrere Rollen einzeln unter einander, bei einem Flaſchenzuge hingegen befinden ſich mehrere Rollen in einem Gehäuſe, der ſogenannten Flaſche oder dem Kloben, neben, über oder hinter einander. Rollen- und Flaſchenzüge.

Ein einfacher Rollenzug iſt in Figur 424 (auf folgender Seite) abgebildet. Die Laſt Q hängt hier zunächſt an der loſen Rolle A, das eine Seilende von dieſer wieder an der Axe einer zweiten loſen Rolle B, das eine Seilende von dieſer Rolle wieder an der Axe einer dritten loſen Rolle C u. ſ. w., und um endlich die Zugkraft P von oben nach unten wirken laſſen zu können, iſt das eine Seilende der oberſten loſen Rolle noch über eine feſte Rolle D weggeführt.

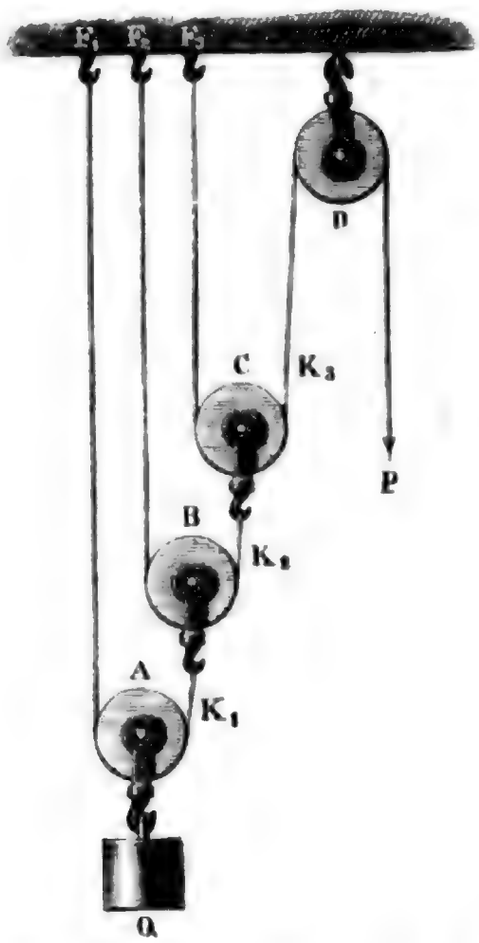
Bei Vernachläſſigung der Nebenhinderniſſe iſt das Kraftverhältniß $\frac{P}{Q}$ eines ſolchen Rollenzuges leicht wie folgt zu finden. Die Kraft der erſten

Digitized by Google

Rollen- und Flaschenzüge.

Rolle A ist $K_1 = \frac{Q}{2}$, die der zweiten, da K_1 an ihr als Last wirkt,

Fig. 424.



$K_2 = \frac{K_1}{2} = \frac{Q}{4}$, die der dritten, da an ihr wieder K_2 als Last zieht, $K_3 = \frac{K_2}{2} = \frac{Q}{8}$. Wenn also der Rollenzug aus drei losen Rollen besteht, so ist die erforderliche Zugkraft

$$P = \frac{Q}{2 \cdot 2 \cdot 2} = \frac{Q}{8};$$

wenn dagegen die Zahl der losen Rollen $n = 4$ ist,

$$P = \frac{Q}{2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2} = \frac{Q}{2^4} = \frac{Q}{16},$$

und allgemein für einen Rollenzug mit n losen Rollen ist:

$$P = \frac{Q}{2^n}.$$

Während die Rolle A mit der Last Q auf die Höhe h steigt, muß die Rolle B um $2h$, und die Rolle C um $2 \cdot 2h = 4h$ Höhe steigen, der Angriffspunkt der Kraft $P = K_3$ aber den Weg $s = 2 \cdot 4h = 8h$ zurücklegen. Natürlich ist $Ps = Qh$, also der Kraftweg s um so größer, je kleiner die Kraft ausfällt. Damit die Last Q ohne Unterbrechung auf diese Höhe h gehoben werden könne, muß dafür gesorgt sein, daß der Abstand der obersten losen Rolle C von der festen Rolle mindestens $4h$ betrage. Allgemein bei n losen Rollen ist natürlich

$$s = 2^n \cdot h$$

und der erforderliche Abstand der $n$ten oder obersten Kraftrolle von der Leitrolle

$$s_1 = 2^{n-1} \cdot h$$

Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse ist zu setzen:

$$K_1 = \alpha_1 Q + R_1,$$
$$K_2 = \alpha_1 K + R_1 = \alpha_1^2 Q + (\alpha_1 + 1) R_1,$$
$$K_3 = \alpha_1 K_2 + R_1 = \alpha_1^3 Q + (\alpha_1^2 + \alpha_1 + 1) R_1,$$

und allgemein, bei n losen Rollen:

$$K_n = \alpha_1^n K + (1 + \alpha_1 + \alpha_1^2 + \ldots + \alpha_1^{n-1}) R_1,$$

Digitized by Google

oder, da die Summe der geometriſchen Progreſſion $1+\alpha_1+\alpha_1{}^2+\ldots+\alpha_1{}^{n-1}$ (ſ. Ingenieur Seite 138) $\frac{\alpha_1{}^n-1}{\alpha_1-1}=\frac{1-\alpha_1{}^n}{1-\alpha_1}$ iſt,

$$K_n=\alpha_1{}^n Q+\left(\frac{1-\alpha_1{}^n}{1-\alpha_1}\right)R_1,$$

und daher die erforderliche Kraft am Zugſeile

$$P=\alpha K_n+R$$

$$=\alpha\left[\alpha_1{}^n Q+\left(\frac{1-\alpha_1{}^n}{1-\alpha_1}\right)R_1\right]+R,$$

wo α, α_1, R und R_1 die im vorigen Paragraphen angegebenen Bedeutungen haben.

Beiſpiel. Welche Kraft erfordert ein aus 4 loſen und einer feſten Rolle beſtehender Rollenzug, um durch denſelben eine Laſt von 1500 Pfund zu heben, vorausgeſetzt, daß derſelbe aus Rollen zuſammengeſetzt iſt, wie ſie im Beiſpiele des vorigen Paragraphen angenommen wurden?

Es iſt hier $\alpha=1{,}0324$ und $R=0{,}89$, ferner
$\alpha_1=0{,}5080$ und $R_1=12{,}90$ Pfund,
$Q=1500$ und $n=4$,
folglich die geſuchte Kraft

$$P=1{,}0324\left(0{,}508^4\,.\,1500+\frac{1-0{,}508^4}{1-0{,}508}\,.\,12{,}90\right)+0{,}89$$
$$=1{,}0324\,(99{,}89+24{,}47)+0{,}89$$
$$=129{,}28 \text{ Pfund}.$$

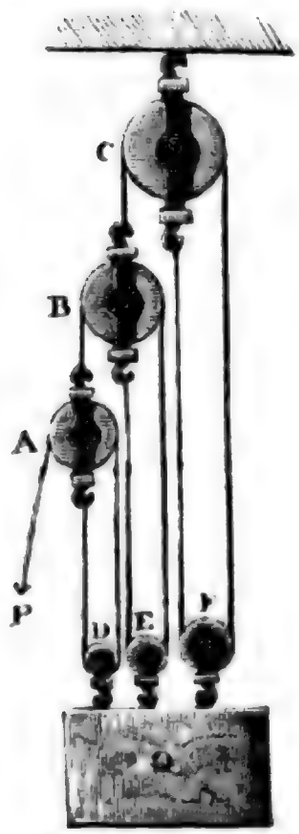
Anmerkung. Man kann auch einen Rollenzug umwenden, und zu dieſem Zwecke denſelben mit der Rolle A aufhängen, die Laſt Q aber an die Seile AF_1, BF_2 und CF_3, Fig. 424, zugleich aufhängen. Dann wirken die Rollen A, B und C wie bloße Leitrollen und die Leitrolle D iſt ganz entbehrlich. Ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe iſt hier

$$Q=F_1+F_2+F_3=4P+2P+P=7P,$$

und daher umgekehrt

$$P=\frac{Q}{7}.$$

Fig. 425.



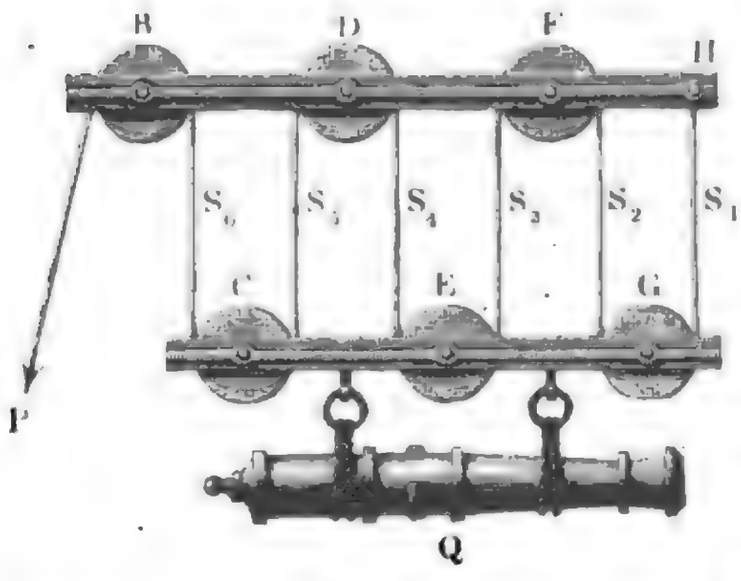
Eine andere Abänderung eines Rollenzuges iſt in Fig. 425 abgebildet. Es hängen hier von den drei unter einander hängenden Rollen A, B und C Seile herab, welche um die Rollen D, E und F geſchlungen ſind, an welchen die Laſt Q hängt, und deren Enden an die Kloben der Rollen A, B und C angeknüpft ſind. Das um die Rolle D liegende Seil zieht die Laſt Q mit der Kraft $2P$, das um die Rolle E liegende Seil hingegen, da es zugleich die durch die Kraft $3P$ abwärts gezogene Rolle A trägt, zieht Q mit der Kraft $2\,.\,3P=6P$, und endlich das um die Rolle F liegende Seil, da es die durch die Kraft $3\,.\,3P=9P$ niedergezogene Rolle B trägt, zieht Q mit der Kraft $2\,.\,9P=18P$, und es

ist folglich die ganze Kraft, mit welcher Q unmittelbar gehoben wird:
$2P + 6P + 18P = 26P$, also $26P = Q$, also umgekehrt:

$$Q = \frac{P}{26}.$$

Flaschenzüge. §. 210. Bei dem in Fig. 426 abgebildeten Flaschenzuge befinden sich die Rollen eines Kloben neben einander; B, D und F sind die Rollen in der festen und C, E und G die Rollen in der losen Flasche; während die Last Q an der letzteren niederzieht, wirkt die Kraft P an einem Ende des Seiles, welches um die Rollen beider Flaschen geschlungen ist. Die Last Q wird hier von den zwischen beiden Flaschen gespannten Seilen zugleich getragen; ist also n die Anzahl dieser Seile, so hat man die Spannung eines solchen Seiles, sowie auch die Kraft am Seilende, wenn man die Nebenhindernisse nicht beachtet:

Fig. 426.



$$P = \frac{Q}{n}.$$

Um die Last Q auf die Höhe h zu heben, muß auch jedes der zwischen beiden Kloben gespannten Seile um h verkürzt, und folglich das Seilende von der Kraft P um den Weg

$$s = nh$$

niedergezogen werden.

Sehr richtig ist $Ps = Qh$.

Will man das Kraftverhältniß mit Rücksicht auf die Zapfenreibung und Steifigkeit des Seiles bestimmen, so muß man von der Formel des §. 208 für eine feste Rolle

$$P = \alpha Q + R$$

Gebrauch machen. Es ist auch hier

$$\alpha = \frac{a + \varphi r + \nu d^{\mu}}{a - \varphi r},$$

dagegen aber

$$R \text{ nur } = \frac{d^{\mu} K}{a - \varphi r},$$

da das Gewicht G der Rolle die Zapfenreibung an den unteren Rollen

Digitized by Google

ebenſoviel vermindert, als es dieſelben an den oberen Rollen vergrößert, Flaſchenzüge.
und folglich hier ganz außer Acht bleiben kann.

Setzen wir folglich die Spannung des erſten Seiles $GH = S_1$, ſo haben wir die des zweiten Seiles FG, da S_1 bei der Rolle G als Laſt wirkt:

$$S_2 = \alpha S_1 + R,$$

ferner die des dritten Seiles EF:

$$S_3 = \alpha S_2 + R = \alpha^2 S_1 + (\alpha + 1)\, R;$$

ferner die des vierten Seiles DE:

$$S_4 = \alpha S_3 + R = \alpha^3 S_1 + (\alpha^2 + \alpha + 1)\, R,$$

und allgemein, die des $n$ten Seiles:

$$S_n = \alpha^{n-1} S_1 + (\alpha^{n-2} + \alpha^{n-3} + \ldots + \alpha + 1)\, R$$

$$= \alpha^{n-1} S_1 + \left(\frac{\alpha^{n-1} - 1}{\alpha - 1}\right) R.$$

Nun iſt aber für die Laſt Q ſammt dem Gewichte G des armirten Klobens CG:

$$Q + G = S_1 + S_2 + S_3 + \ldots + S_n,$$

daher haben wir, wenn wir die obigen Werthe für S_1, S_2, S_3 u. ſ. w. einſetzen,

$$Q + G = (1 + \alpha + \alpha^2 + \ldots + \alpha^{n-1})\, S_1$$

$$+ (\alpha^{n-1} - 1 + \alpha^{n-2} - 1 + \alpha^{n-3} - 1 + \ldots + \alpha - 1 + 1 - 1)\frac{R}{\alpha - 1}$$

$$= \left(\frac{\alpha^n - 1}{\alpha - 1}\right) S_1 + (1 + \alpha + \alpha^2 + \ldots + \alpha^{n-1} - n)\frac{R}{\alpha - 1}$$

$$= \left(\frac{\alpha^n - 1}{\alpha - 1}\right) S_1 + \left(\frac{\alpha^n - 1}{\alpha - 1} - n\right)\frac{R}{\alpha - 1},$$

oder wenn wir noch $\alpha^{n-1} S_1 = S_n - \left(\frac{\alpha^{n-1} - 1}{\alpha - 1}\right) R$ einführen,

$$Q + G = \frac{\alpha^n - 1}{\alpha^{n-1}(\alpha - 1)}\left[S_n - \left(\frac{\alpha^{n-1} - 1}{\alpha - 1}\right)R\right] + \left(\frac{\alpha^n - 1}{\alpha - 1} - n\right)\frac{R}{\alpha - 1},$$

und folglich die Spannung des $n$ten Seiles:

$$S_n = \frac{(\alpha - 1)\,\alpha^{n-1}}{\alpha^n - 1}(Q + G) + \left(\frac{n\,\alpha^{n-1}}{\alpha^n - 1} - \frac{1}{\alpha - 1}\right) R.$$

Die Kraft am Seilende iſt endlich:

$$P = \alpha S_n + R$$

$$= \frac{(\alpha - 1)\,\alpha^n}{\alpha^n - 1}(Q + G) + \left(\frac{n\,\alpha^n}{\alpha^n - 1} - \frac{1}{\alpha - 1}\right) R.$$

Digitized by

Flaſchenzüge. Sieht man von dem Widerſtande R ab, ſo hat man:

$$P = \frac{(\alpha - 1)\,\alpha^n}{\alpha^n - 1}\,(Q + G).$$

Sind Kraft und Laſt gegeben, ſo kann man nach der erforderlichen Rollen- oder Seilzahl fragen. Es iſt

$$\frac{\alpha^n - 1}{\alpha^n} = \frac{(\alpha - 1)\,(Q + G)}{P}, \quad \text{oder}$$

$$\frac{1}{\alpha^n} = \frac{P - (\alpha - 1)\,(Q + G)}{P}, \quad \text{und daher}$$

$$n = \frac{Log.\,P - Log.\,[P - (\alpha - 1)\,(Q + G)]}{Log.\,\alpha}$$

Damit die Aufgabe möglich, alſo die gegebene Laſt Q mittels des Flaſchenzuges durch die gegebene Kraft zu heben ſei, muß

$$P > (\alpha - 1)\,(Q + G), \text{ d. i.}$$

$$\frac{P}{Q+G} > \alpha - 1, \text{ alſo } \frac{P}{Q+G} > \frac{2\varphi r + v\,d^{\mu}}{\alpha - \varphi r} \text{ ſein.}$$

Dieſe Formeln laſſen ſich auch noch auf den Klobenzug in Fig. 427 (auf folgender Seite) anwenden, wo die Rollen eines Klobens A oder B mit ihren Augen über eine und dieſelbe feſte Axe geſchoben ſind und ſich daher einzeln um dieſe drehen.

Will man die Rollen auf die Axe eines Klobens befeſtigen und dieſe in Pfannen laufen laſſen, ſo muß man die Rollen des ganzen Klobenzuges von ungleichen Durchmeſſern machen, damit das Seil nicht auf denſelben zu gleiten genöthigt iſt. Ein ſolcher Klobenzug iſt in Fig. 428 (a. f. S.) abgebildet. Das eine Seilende iſt an dem oberen Kloben A befeſtigt und läuft zunächſt um die kleinſte Rolle des unteren Klobens B. Iſt d der Durchmeſſer dieſer Rolle, ſo ſind $3\,d$ und $5\,d$ die Durchmeſſer der beiden anderen Rollen des unteren, $2\,d$, $4\,d$ und $6\,d$ aber die Durchmeſſer der Rollen des oberen Klobens. Es bilden alſo die Durchmeſſer und Umfänge der Rollen, auf welche ſich die Seile 1, 2, 3, 4, 5, 6 wickeln, eine arithmetiſche Reihe, ſowie auch die gleichzeitigen Verkürzungen dieſer Seile während des Aufziehens der Laſt, und es ziehen ſich hierbei dieſe Seile ohne Gleiten über die mit gleicher Geſchwindigkeit umlaufenden Rollen. Dieſe zuerſt von White conſtruirten Klobenzüge geben in Folge der Kleinheit einiger Rollen eine anſehnliche Nebenlaſt, zumal da ſich bei ihnen das Gleiten des Seiles, in Folge der Stärke deſſelben, nicht ganz aufheben läßt.

Sehr häufig wendet man auch Kloben mit unter einander hängenden Rollen von ungleichen Durchmeſſern, wie A und B, Figur 429, an.

Theoretiſch iſt natürlich auch hier $P = \frac{Q}{n}$. Die vollſtändige Berechnung Flaſchenzüge.

Fig. 427.

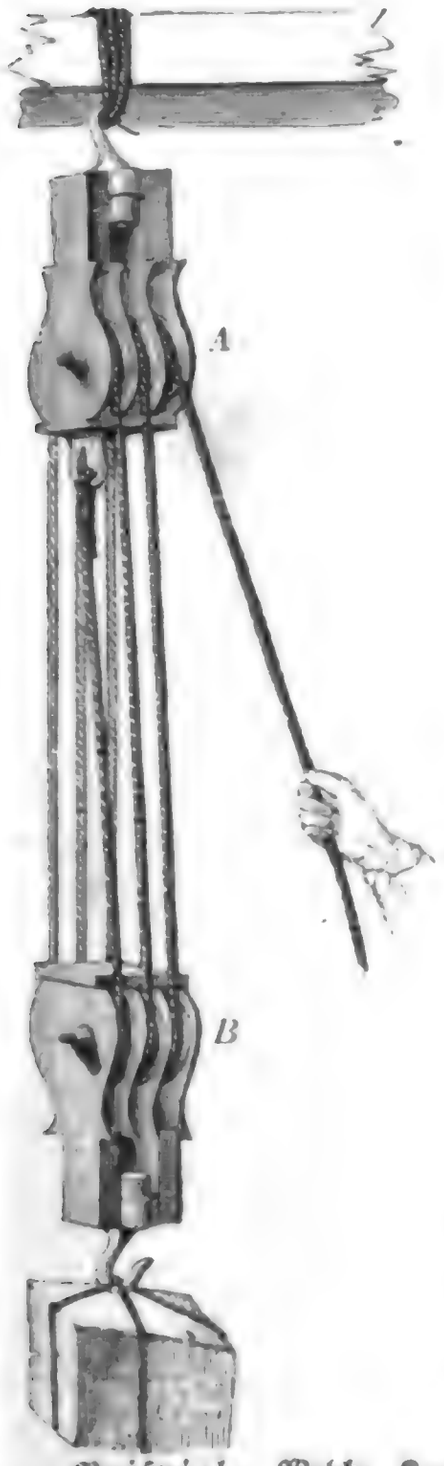


Fig. 428.

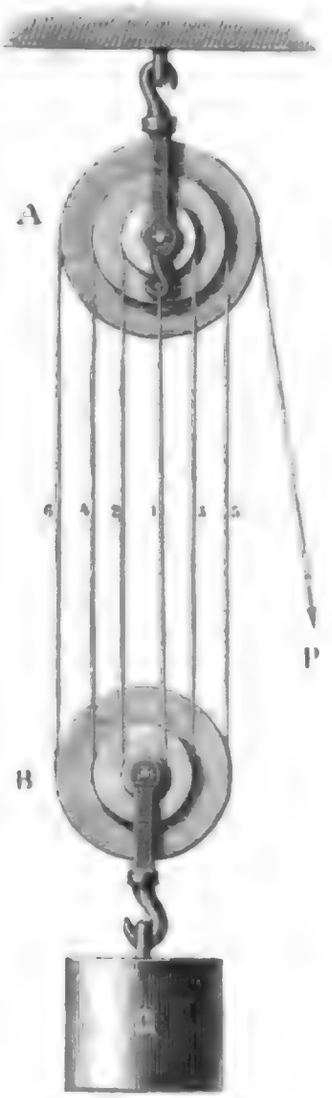
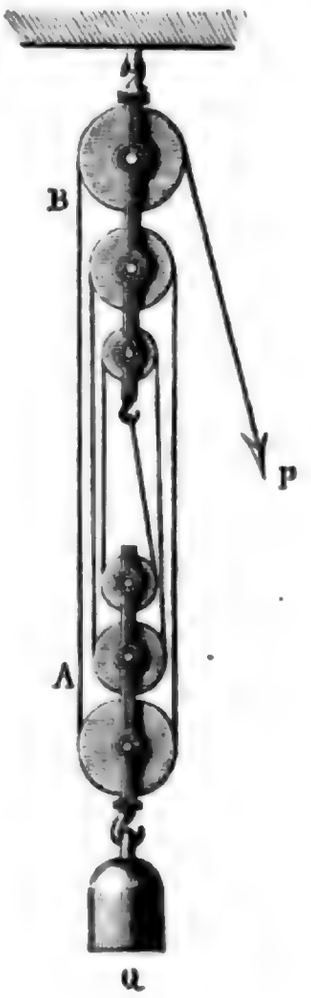


Fig. 429



der Kraft iſt wegen der Ungleichheit der Rollen weitläufig; in der Regel möchte es aber genügen, wenn man einen mittleren Rollendurchmeſſer ermittelt, und dieſen in die obigen Formeln einſetzt.

Beiſpiel. Welche Kraft erfordert das Aufheben einer Laſt Q von 800 Pfund mittels eines Flaſchenzuges, wie in Fig. 429, mit 6 geſpannten Seilen von je $^3/_4$ Zoll Stärke und 6 Rollen vom mittleren Halbmeſſer $a = 4$ Zoll, mit Zapfen von 1 Zoll Stärke?

$$\text{Es iſt } \alpha = \frac{a + \varphi r + \nu d^{\mu}}{a - \varphi r} = \frac{4 + 0{,}1 \cdot {}^1/_2 + 0{,}141 \cdot ({}^3/_4)^{1/4}}{4 - 0{,}1 \cdot {}^1/_2} = \frac{4{,}1443}{3{,}95}$$

$$= 1{,}0492, \text{ ferner } \alpha^n = \alpha^6 = 1{,}3338,$$

$$\text{und } R = \frac{d^{\mu} K}{a - \varphi r} = \frac{0{,}6685 \cdot 6{,}83}{3{,}95} = 1{,}1558 \text{ Pfund.}$$

Flaschenzüge. Setzen wir nun noch das Gewicht des unteren leeren Klobens $G = 50$ Pfund, so haben wir nun die gesuchte Kraft:

$$P = \frac{0{,}0492 \,.\, 1{,}3338}{0{,}3338} \,.\, 850 + \left(\frac{6 \,.\, 1{,}3338}{0{,}3338} - \frac{1}{0{,}0492}\right) \,.\, 1{,}1558$$
$$= 167{,}1 + 4{,}22 = 171{,}32 \text{ Pfund.}$$

Theoretisch wäre $P = \frac{800}{6} = 133{,}33$ Pfund, folglich ist der Wirkungsgrad dieses Hebeapparates:

$$\eta = \frac{133{,}33}{171{,}32} = 0{,}778.$$

§ 211. Eine interessante und auch für andere Hebevorrichtungen nicht unwichtige Frage ist diese: welchen Einfluß übt das Seil eines Rollen- oder Flaschenzuges auf die Kraft und auf die Arbeit derselben aus? Es ist nöthig, diese Frage im Einzelnen zu beantworten.

Nehmen wir an, daß der laufende Fuß Seil ein Gewicht q habe, daß also ein Seilstück von der Länge s. sq wiege.

Ist bei einer festen Rolle R, Fig. 430, der Angriffspunkt A der Kraft oder der Standpunkt des Arbeiters um die Höhe $AB = a$ über dem Lastpunkt B, und die Höhe BC, auf welche die Last Q von der Kraft P gehoben wird, $= h$, so hat man die Höhe, auf welche gleichzeitig mit Q ein Seilstück BC vom Gewichte hq steigt, $AS = AB - BS = a - \frac{h}{2}$, da anzunehmen ist, daß das Gewicht dieses Seilstückes in seinem Schwerpunkte S, d. i. $\frac{h}{2}$ über dem Lastpunkte B angreift. Es ist folglich die Vergrößerung der Arbeit der Kraft, in Folge des Seilgewichtes:

$$L = hq\left(a - \frac{h}{2}\right).$$

Fig. 430.

Fig. 431.

Ist $h = 2a$, so folgt $L = 0$, und ist $h > 2a$, so wird L negativ, und es wird folglich durch das Gewicht des Seiles Arbeit gewonnen.

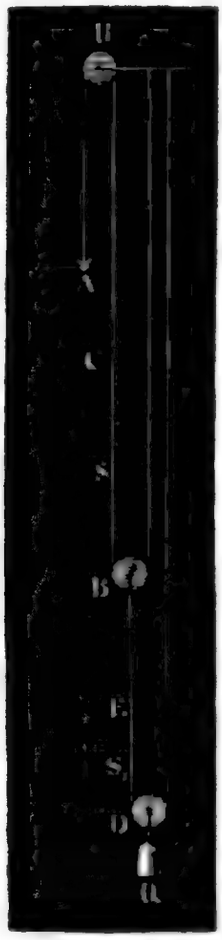
Ist bei einer Verbindung von einer festen Rolle R und einer losen Rolle B, Fig. 431, a die Höhe AB des Standpunktes A über der losen Rolle, und h die Höhe BC, auf welche diese Rolle mit der Last Q durch die Kraft P gehoben wird, so hat man das Gewicht des auf die Höhe $SA = a - \frac{h}{2}$ zu hebenden Seilstückes $2hq$, und daher die entsprechende Arbeit: $L = 2hq\left(a - \frac{h}{2}\right)$.

Digitized by Google

Flaschenzüge.

Hängt an der losen Rolle B noch eine zweite lose Rolle D, wie in Figur 432, im Abstande $BD = a_1$, und steigt D mit der Last Q um $DE = h$, also B um $BC = 2h$, so ist der Weg vom unteren Seilstücke $2hq$:

Fig. 432.



$$S_1 S = a_1 + h - \frac{h}{2} = a_1 + \frac{h}{2},$$

und dagegen der des oberen Seilstückes $4hq$ zwischen B und C:

$$SA = a - h,$$

also die Arbeit, welche beide Seilstücke in Anspruch nehmen:

$$L = 4hq\,(a-h) + 2hq\left(a_1 + \frac{h}{2}\right)$$
$$= 2hq\,(2a + a_1 - {}^3/_2 h).$$

Hängt noch eine dritte lose Rolle an D, so ist ferner die ganze Arbeit, welche das Seilgewicht beim Anheben der Last Q um h nöthig macht:

$$L = 8hq(a-2h) + 4hq(a_1+h) + 2hq\left(a_2 + \frac{h}{2}\right)$$
$$= 2hq\,(4a + 2a_1 + a_2 - {}^{11}/_2 h),$$

wofern a_2 den anfänglichen Abstand der beiden unteren Rollen von einander bezeichnet.

Um Seil zu ersparen, hängt man die losen Rollen dicht unter einander, so daß $a_1 = a_2$ u. s. w. nahe Null, also $L = 2hq\,(4a - {}^{11}/_2 h)$ ausfällt.

Allgemein für n lose Rollen ist dann diese Arbeit:

$$L = \left(2^n a - \frac{2^{2n-1}+1}{3} . h\right) qh.$$

Für einen Flaschenzug ist endlich, wenn die anfängliche Höhe der unteren Flasche unter dem Standpunkte des Arbeiters $= a$ und die Steighöhe desselben $= h$ ist, für n gespannte Seile, die von diesen beanspruchte Arbeit, wie bei einer losen und festen Rolle:

$$L = nqh\left(a - \frac{h}{2}\right).$$

Den Einfluß des Seilgewichtes auf die Zapfenreibung und den Steifigkeitswiderstand kann man wegen seiner Kleinheit in der Regel außer Acht lassen. Uebrigens ist aus den vorstehenden Formeln zu ersehen, daß das Seilgewicht die erforderliche Arbeit der Kraft eben so gut vermindern als vergrößern kann.

Beispiel. Nach III., §. 21, wiegt der laufende Fuß Hanfseil bei d Zoll Stärke im Mittel: $q = 0{,}33\,d^2$ Pfund, also z. B. bei 1 Zoll Stärke: $q = 0{,}33$

Digitized by Google

Flaschenzüge. Pfund. Verwendet man dieses Seil bei einem Rollenzuge von $n = 3$ losen Rollen, durch welchen eine Last $Q = 800$ Pfund $h = 10$ Fuß hoch gehoben wird, so hat man die Vergrößerung der aufzuwendenden Arbeit $Qh = 8000$ Fußpfund durch das Gewicht des Seiles:

$$L = (8a - 11h) \cdot 0{,}33h = (8a - 110) \cdot 3{,}3;$$

also bei der Höhe des Kraftpunktes über dem Lastpunkte, $a = 20$ Fuß, $L = 50 \cdot 3{,}3 = 165$ Fußpfund, d. i. reichlich 2 Procent der Nutzleistung. Wäre $a = 0$, ständen also die Arbeiter neben der zu hebenden Last, so wäre $L = -330$ Fußpfund, also ein Arbeitsgewinn von $\frac{33000}{8000} = 4$ Procent reichlich vorhanden.

Für einen Flaschenzug mit $n = 8$ Seilen wäre hingegen:

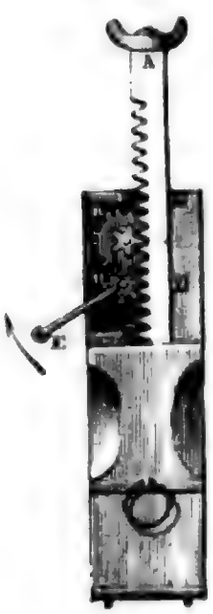
$$L = 8 \cdot 0{,}33h \left(a - \frac{h}{2}\right) = 2{,}64h \left(a - \frac{h}{2}\right),$$

also z. B. bei einer Hubhöhe h von 20 Fußen und einer Standhöhe $a = 10$ Fuß, $L = 2{,}64 \cdot 20\,(10 - 10) = 0$; dagegen bei $a = 0$, $L = -2{,}64 \cdot 20 \cdot 10 = -528$ Fußpfund. Die Nutzleistung wäre aber $Qh = 800 \cdot 20 = 16000$ Fußpfund, folglich der Arbeitsgewinn durch das Seilgewicht im letzteren Falle $\frac{52800}{16000} = 3{,}3$ Procent.

Winden. §. 212. Die Wagen- und Bauwinden (franz. cries, engl. lifting-jacks) sind vorzügliche Hülfsmittel, um größere Lasten, z. B. belastete Wagen, schwere Maschinen- oder Baustücke u. s. w. auf kleinere Höhen zu heben. Die gewöhnlichen Wagen- und Bauwinden bestehen in einer gezahnten Stange, welche mittels eines gezahnten Rades durch eine Kurbel in Bewegung gesetzt wird, und dabei die auf ihr ruhende oder an ihr hängende Last mit empor nimmt. Bei den stärkeren Winden neuerer Construction ist die gezahnte Stange durch eine Schraubenspindel und die einfache Kurbel durch eine Schraube ohne Ende ersetzt (vergl. III., §. 137).

Eine Winde mit gezahnter Stange ist in Fig. 433 abgebildet. Die gezahnte Stange A ergreift die Last entweder mittels der Klaue A oder mittels eines Hakens am Fuße desselben. In sie greift das Getriebe C, welches entweder unmittelbar durch eine Kurbel in Umdrehung gesetzt werden kann, oder, wie hier, mittels einer Kurbel DE und eines gezahnten Räderwerkes BD in Bewegung gesetzt wird. Um das Zurückgehen der belasteten Stange zu verhindern, ist noch eine Sperrklinke angebracht, welche entweder in die Zähne der Stange AB oder in ein besonderes Sperrrädchen eingreift, das auf der Kurbelwelle D festsitzt.

Fig. 433.



Sieht man von den Nebenhindernissen ab, so ist das Kraftverhältniß bei dieser Maschine nach bekannten Regeln wie folgt zu ermitteln. Es sei die Kurbelhöhe $DE = a$ und der mittlere Halbmesser des in die Zahnstange eingreifenden Getriebes $= r$, ferner die Anzahl

Digitized by Google

der Zähne des mit C auf derselben Welle sitzenden Rades $B = n_1$, und die Anzahl der Zähne des auf der Kurbelwelle sitzenden Rades $= n_2$. Ist nun noch Q die Last in der Axenrichtung der gezahnten Stange und P die Umdrehungskraft der Kurbel, so haben wir: Winden.

$$\frac{Pa}{Qr} = \frac{n_2}{n_1} \text{ und daher } P = \frac{n_2}{n_1} \cdot \frac{r}{a} Q.$$

Für die Winde in Figur 434 mit schraubenförmiger Stange AB und einer Schraube ohne Ende EF bestimmt sich, wenn die Kraft P zur Umdrehung der Schraubenspindel F an einem Hebelarme a angreift, wenn ferner das Zahnrad EE, dessen Auge die Schraubenspindel AB als Mutter umfaßt, n Zähne hat, der mittlere Halbmesser dieser Spindel $= r$ und die Ganghöhe derselben $= h$, also für das Ansteigen α derselben $tang.\alpha = \frac{h}{2\pi r}$ ist, ohne Berücksichtigung der Nebenhindernisse:

$$P = \frac{r}{a} \cdot \frac{Q\,tang.\alpha}{n} = \frac{h}{2\pi a} \cdot \frac{Q}{n}.$$

Durch die Reibung wird allerdings diese Kraft noch bedeutend vergrößert (vergl. III., §. 148).

Fig. 434.

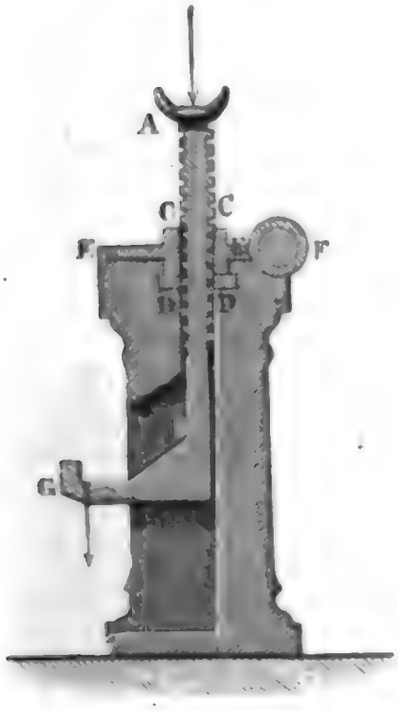
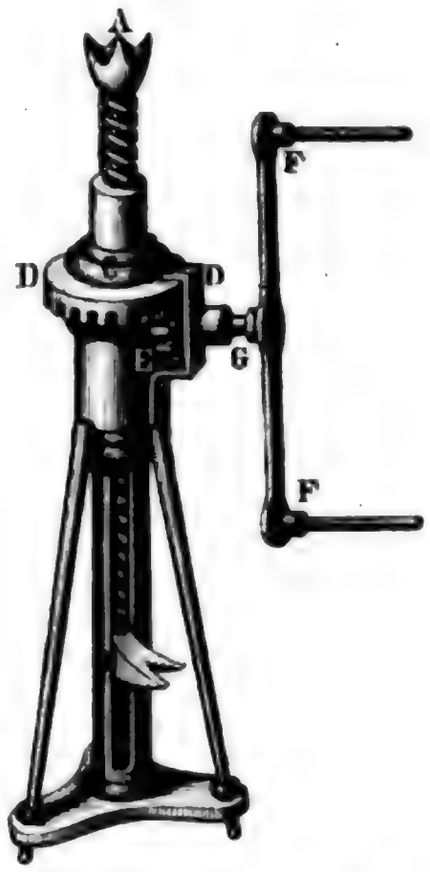


Fig. 435.



Eine Winde neuerer Construction stellt Fig. 435 dar. Es ist hier die Mutter C der schraubenförmigen Spindel AB von einem Kronenrad DD umgeben, in welches ein Zahnrädchen E eingreift, das mit einer doppelten Kurbel FF auf einerlei Welle G sitzt. Behalten wir die obigen Bezeich-

Digitized by Google

Winden. nungen bei, und setzen wir die Anzahl der Zähne des Getriebes $DD = n_1$, die des kleineren Triebrades E aber n_2, so haben wir die Kraft an den Kurbelspillen:

$$P = \frac{r}{a} \cdot \frac{n_2}{n_1} Q \; tang.\, \alpha = \frac{h}{2\pi a} \cdot \frac{n_2}{n_1} Q.$$

Beispiel. Welche Last Q kann durch eine Kraft P von 30 Pfund mittels einer der im Vorstehenden behandelten Winden gehoben werden, wenn das Zähnezahlenverhältniß $\frac{n_2}{n_1} = \frac{1}{4}$, wenn ferner die Kurbelarmlänge $a = 15$ Zoll, und bei der Winde in Figur 433, der Halbmesser des Getriebes, welches in die Zahnstange eingreift, $r = 2\frac{1}{2}$ Zoll; dagegen bei den beiden letzten Winden die Schraubenganghöhe $h = 1$ Zoll, und endlich die Anzahl der Zähne des Stirnrades EE der zweiten Winde $n = 20$ beträgt?

Für die erste Winde ist

$$Q = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{a}{r} P = 4 \cdot \frac{15 \cdot 2}{5} \cdot 30 = 720 \text{ Pfund};$$

für die zweite Winde hingegen

$$Q = \frac{2\pi a}{h} \cdot nP = \frac{6{,}283 \cdot 15 \cdot 20 \cdot 30}{1} = 56547 \text{ Pfund},$$

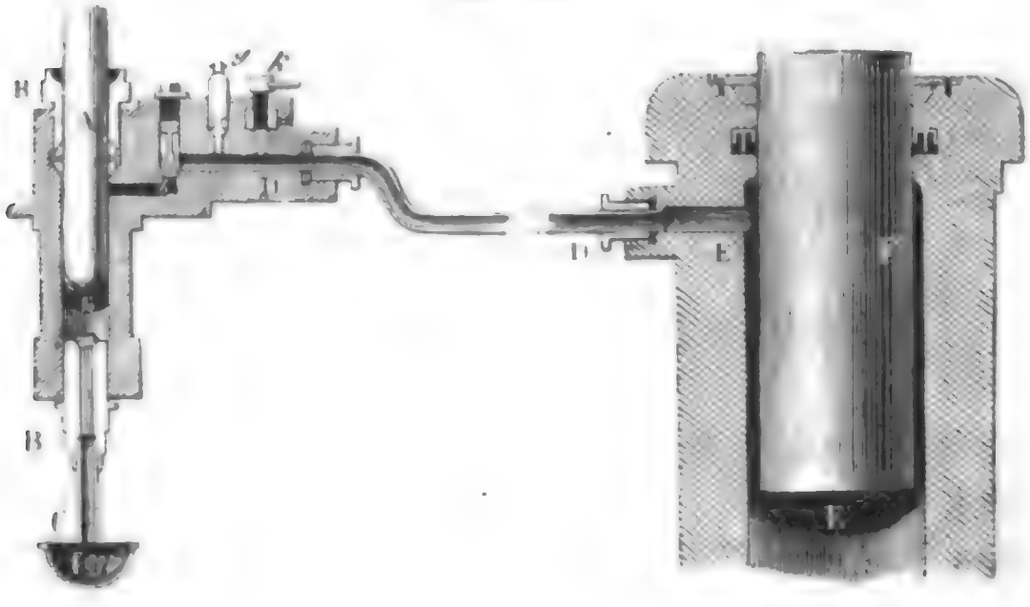
und für die dritte Winde

$$Q = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{2\pi a}{h} P = 4 \cdot \frac{6{,}283 \cdot 15 \cdot 30}{1} = 11309 \text{ Pfund}.$$

Die Reibungen ziehen diese Kräfte (Q) noch ein Bedeutendes herab.

Hydraulische Presse. §. 213. In neueren Zeiten wendet man nicht selten die hydraulischen oder Bramah'schen Pressen (franz. presses hydrauliques, engl. hydraulic presses) als Winden, d. i. als Vorrichtungen zum Heben großer Lasten auf kleine Höhen an. Die wesentliche Einrichtung einer hydraulischen Presse ist aus Figur 436 zu ersehen. A ist der sogenannte Kraftkolben, welcher durch Menschen-, Dampf- oder Wasserkraft in einem Cylinder BB auf- und niedergetrieben wird. Beim Aufgange dieses Kol-

Fig. 436.



Digitized by Google

bens wird durch das ſich in ein Sieb endigendes Saugrohr BC Waſſer aus einem Reſervoir angeſaugt, und beim Niedergange deſſelben wird Waſſer aus BB durch das Communicationsrohr DD nach einem weiteren Cylinder EE getrieben, welches einen größeren Kolben, den ſogenannten Preßkolben F, emportreibt. Das ſich nach oben öffnende Saugventil a am oberen Ende des Saugrohres BC verhindert das Zurückfließen des Waſſers beim Niedergange des Kolbens A, und das Sperrventil b, welches bei dieſem Niedergange von dem aus B durch D nach E fließenden Waſſer gehoben wird, verſperrt den Rücktritt des Waſſers beim Aufgange des Kolbens A, während das Saugventil von dem durch C eingeſaugten Waſſers gehoben wird. Um den Druck des eingeſperrten Waſſers zu meſſen und zu begrenzen, iſt noch ein durch ein Gewicht beſchwertes Sicherheitsventil g angebracht, und um das Waſſer aus dem Preßcylinder auslaufen laſſen zu können, dient ein durch eine Schraube zu ſtellendes Ablaßventil k. Hydrauliſche Preſſe.

Das Kraftverhältniß bei einer hydrauliſchen oder hydroſtatiſchen Preſſe läßt ſich mit Hülfe eines aus Band I., §. 296 bekannten hydroſtatiſchen Grundgeſetzes ohne Umſtände ermitteln. Iſt F der Querſchnitt des Kraft- und F_1 der des Preßkolbens und iſt P die Kraft des erſteren, P_1 aber die des letzteren, ſo hat man

$$\frac{P_1}{P} = \frac{F_1}{F}, \text{ alſo } P_1 = \frac{F_1}{F}\, P,$$

oder, wenn man ſtatt der Kreisflächen F und F_1 die Durchmeſſer d und d_1 einführt, alſo $\frac{F_1}{F} = \frac{\pi d_1^2}{\pi d^2} = \frac{d_1^2}{d^2}$ ſetzt:

$$\frac{P_1}{P} = \frac{d_1^2}{d^2}, \text{ alſo } P_1 = \frac{d_1^2}{d^2}\, P.$$

Dieſes Verhältniß wird durch die Kolbenreibungen noch etwas alterirt. Iſt φ der Reibungscoefficient und ſind b und b_1 die Breiten der Liderungskränze der Kolben, ſo hat man nach II., §. 235 den Druck des Kraftkolbens nach Abzug der Kolbenreibung:

$$x = P - 4\varphi \frac{b}{d} x, \text{ d. i. } x = \frac{P}{1 + 4\varphi \frac{b}{d}},$$

und dagegen den Druck des Preßkolbens vor Abzug ſeiner Reibung:

$$x_1 = P_1 + 4\varphi \frac{b_1}{d_1} x_1, \text{ d. i. } x_1 = \frac{P_1}{1 - 4\varphi \frac{b_1}{d_1}}.$$

Setzt man daher $\frac{x_1}{x} = \frac{d_1^2}{d^2}$, ſo folgt:

Digitized by Google

Hydraulische Presse.

$$\frac{P_1}{P} \cdot \frac{1 + 4\varphi \frac{b}{d}}{1 - 4\varphi \frac{b_1}{d_1}} = \frac{{d_1}^2}{d^2}, \text{ oder}$$

$$P_1 = \left(\frac{1 - 4\varphi \frac{b_1}{d_1}}{1 + 4\varphi \frac{b}{d}} \right) \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 P,$$

oder annähernd:

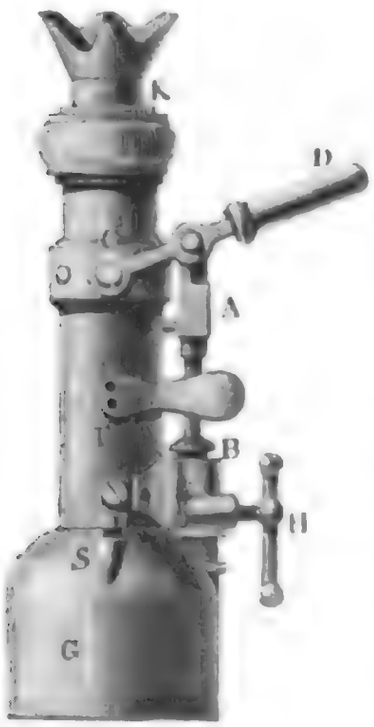
$$P_1 = \left[1 - 4\varphi \left(\frac{b}{d} + \frac{b_1}{d_1} \right) \right] \left(\frac{d_1}{d} \right)^2 P.$$

Diese Formel setzt übrigens noch voraus, daß die Geschwindigkeit des Wassers, und also auch die des niedergehenden Kraftkolbens nur eine kleine sei, weil sonst auch noch die hydraulischen Hindernisse eine namhafte Kraftverminderung herbeiführen würden.

Hydraulische Winde.

§. 214. Die äußere Ansicht einer hydraulischen Winde ist in Figur 437 abgebildet. AB ist der Kraftkolben, welcher mittels des Hebels CD auf- und niedergedrückt wird. Dieser Kolben zieht bei seinem Aufgange Wasser aus dem Reservoir G in den Stiefel E und drückt es bei seinem Niedergange von da in den Cylinder F, wobei es den Preßkolben K sammt der auf dessen Haupt wirkenden Last emporschiebt. Die Füllung des Reservoirs mit Wasser erfolgt durch die Schnauze S und das Zurückfließen des Wassers aus dem Preßcylinder in das Reservoir wird durch Drehung des Hebels und Eröffnung eines mit diesem in Verbindung gesetzten Ventiles bewirkt. Bei einiger Anstrengung und entsprechender Anordnung kann man mittels einer solchen Winde ein Gewicht von 10 bis 15 Tonnen heben.

Fig. 437.



Zum Heben der in II., §. 55 und 56 beschriebenen Röhrenbrücken von Eisenblech wurden die stärksten hydraulischen Pressen angewendet; dieselben standen im Innern der thurmförmigen Brückenpfeiler 40 Fuß über den Auflagerflächen der Röhre, und wurden durch Dampfmaschinen von je 40 Pferdekräften in Bewegung gesetzt. Die zu hebenden Röhrenstücke, welche mit einer Länge von 460 Fuß von einem Pfeiler bis zum anderen reichten

Digitized by Google

und je 1726 Tonnen wogen, waren an ihren Enden mit gußeiſernen Rahmen ausgerüſtet, an welche je zwei acht- und neunfache ſchmiedeeiſerne Laſchenketten angeſchloſſen wurden, die von dem Querhaupte der Preßkolben der hydrauliſchen Preſſen herabhängen. Die Aufſtellungsweiſe dieſer hydrauliſchen Winden und die Aufhängungsweiſe der die Röhrenenden tragenden Ketten iſt aus den Figuren 438 und 439 zu erſehen. In beiden Abbildungen iſt *A* der Preßkolben und *B* der Stiefel, worin der erſtere

Hydrauliſche Winde.

Fig. 438.

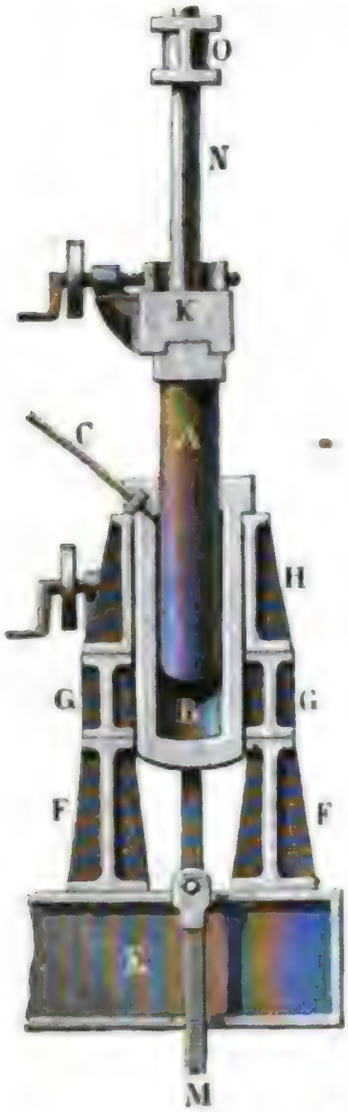
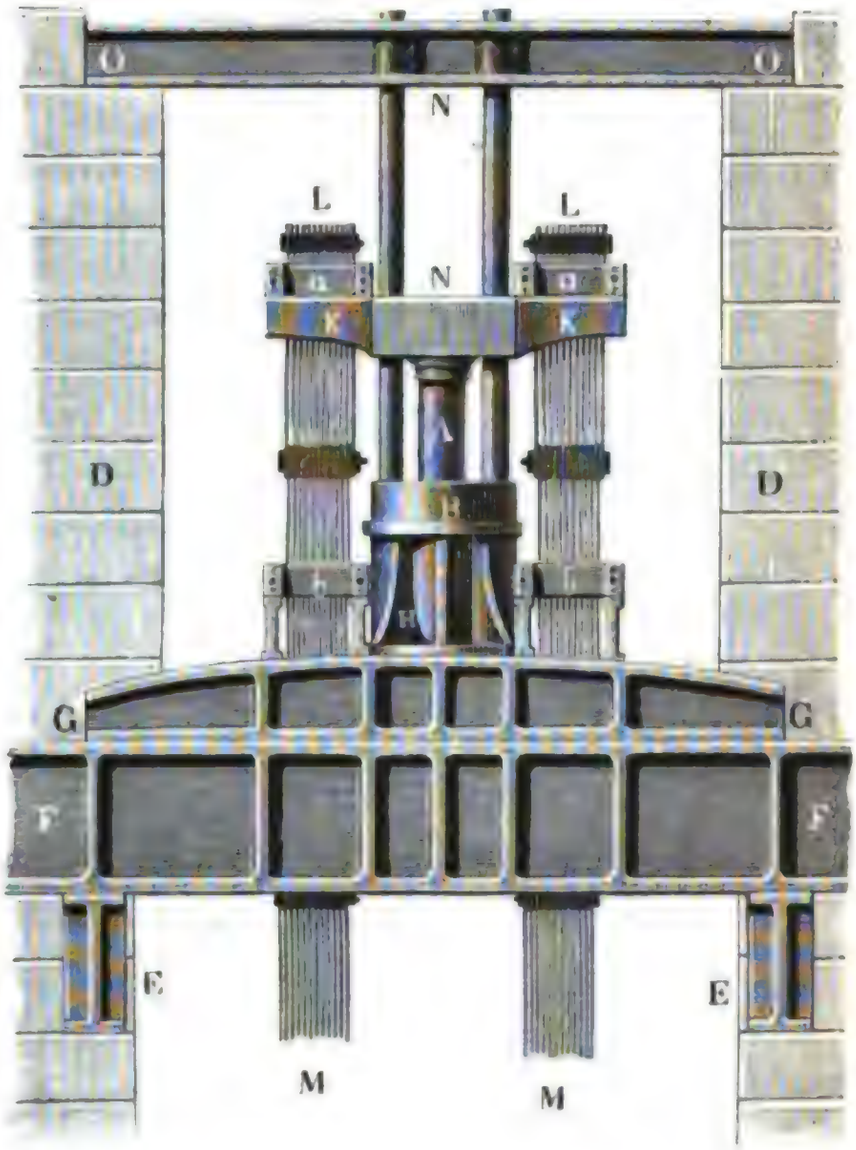


Fig. 439.



von dem durch das Rohr *C* zurückgepreßten Waſſer emporgeſchoben wird. *D D* ſind die Thurmmauern, *E E*, *F F* und *G G* gußeiſerne Balken und *H* iſt ein beſonderes gußeiſernes Geſtelle zur Unterſtützung des mit einer ſehr großen Kraft nach unten drückenden Preßcylinders *B*. Ferner ſieht man in *K K* das Querhaupt des Preßkolbens, an welchem die Tragketten herabhängen, und in *N N* die cylindriſchen Leitſtangen des Preßkolbens, welche durch das Querhaupt hindurchgehen und unten auf dem Cylinder feſtſtehen, oben aber durch einen eiſernen Balken *O O* hindurchgehen. Zum

Digitized by Google

Hydraulische Winde.

Festhalten der Ketten über dem Querhaupte dienen Klemmen $a\,a$, welche durch Schrauben gegen die zwischenliegenden Kettenschienen angedrückt werden können. Denselben Zweck haben auch die Klemmen $b\,b$, welche angezogen wurden, wenn beim Anfange eines neuen Kolbenspieles die Ketten durch Wegnahme einer Gliederreihe verkürzt werden sollten. Um bei etwaigem Zerbersten der Presse oder Zerreißen der Ketten u. s. w. das Herabstürzen der Röhre zu verhindern, wurde die Röhrenenden gleich während ihres Aufsteigens untermauert.

Drei hydraulische Pressen kamen bei der Errichtung der Brittanniabrücke zur Anwendung; eine größere von 10 Fuß Länge, 11 Zoll Metalldicke und 20 Zoll lichtem Durchmesser, und zwei kleinere von je nur 18 Zoll lichtem Durchmesser; während diese gemeinschaftlich das eine Ende der Röhre hoben, wurde das andere Ende derselben von der ersten Presse allein zum Steigen gebracht. Der Kraftkolben einer Presse hatte nur $1^1/_{16}$ Zoll Durchmesser und saß mit dem Dampfkolben, dessen Durchmesser 17 Zoll betrug, auf einer und derselben horizontalen Kolbenstange. Der Schub der Dampf- und Kraftkolben betrug nur 16 Zoll, der eines Preßkolbens aber 6 Fuß. Die schmiedeeiserne Röhre, welche das Wasser in den Preßcylinder führte, war innen nur $^1{}_2$ und außen 1 Zoll weit.

Beispiel. Wenn, wie in II., §. 55 angegeben wird, eins der größeren Röhrenstücke der Brittanniabrücke, welches je zwei Pfeiler mit einander verbindet, 1726 Tonnen wiegt, so mußte beim Heben desselben von der großen Presse allein und von den beiden kleineren Pressen zusammen eine Kraft von $\frac{1726}{2}$ 863 Tonnen ausgeübt werden. Dem Durchmesser des Preßkolbens von 20 Zoll entspricht ein Querschnitt von $\left(\frac{20}{2}\right)^2 \pi = 314{,}16$ Quadratzoll; folglich ist der nöthige Druck des Wassers im Innern der Presse auf den Quadratzoll

$p = \frac{863}{314{,}16} = 2{,}747$ Tonnen, oder die Tonne $= 2240$ Pfund angenommen,

$p = 2{,}747 \,.\, 2240 = 6153$ Pfund, oder die Atmosphäre in englischem Maaß $= 14{,}706$ Pfund gesetzt: $p = \frac{6153}{14{,}706} = 418$ Atmosphären.

Der Kraftkolben hat hierbei mindestens eine Kraft von $\left(\frac{17}{16}\right)^2 \,.\, \pi \,.\, 6153 = 21822$ Pfund auszuüben, und es ist der erforderliche Dampfdruck auf den Quadratzoll, da die Dampfkolbenfläche $16^2 \,.\, \pi = 804{,}25$ Quadratzoll mißt, $p_1 = \frac{21822}{804{,}25} = 27{,}13$ Pfund, d. i. noch nicht ganz zwei Atmosphären.

Transportable Vorgelegshaspel.

§. 215. Die in Bd. II., §. 84 behandelten Kreuz- und Spillenhaspel, sowie die stehenden Wellen mit mehreren Schwengeln sind sehr gewöhnliche Hülfsmittel, wodurch bei Bauausführungen große Lasten oder Baustücke auf mäßige Höhen gehoben werden. Diese Maschinen er-

Digitized by Google

halten in ſolchen Fällen ein transportables Geſtelle, z. B. einen Bock (franz. chèvre, engl. gin), wie in Fig. 440. Hier ſind AD und BD zwei feſt mit einander verbundene Beine und es iſt CD ein drittes Bein, welches ſich um den Bolzen D drehen läßt. Zwiſchen dem erſten Beinpaare iſt der Kreuzhaspel E und die Leitrolle F gelagert, über welche das Seil läuft, das einerſeits die Laſt G trägt, Transportable Vorgeleghaspel.

Fig. 440.

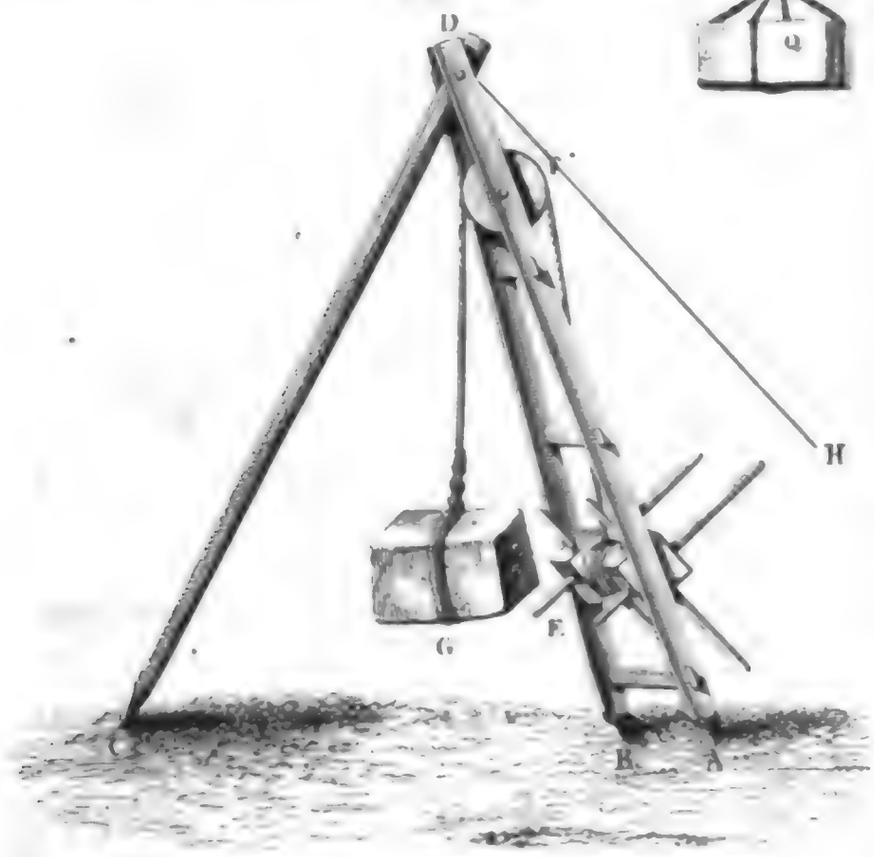
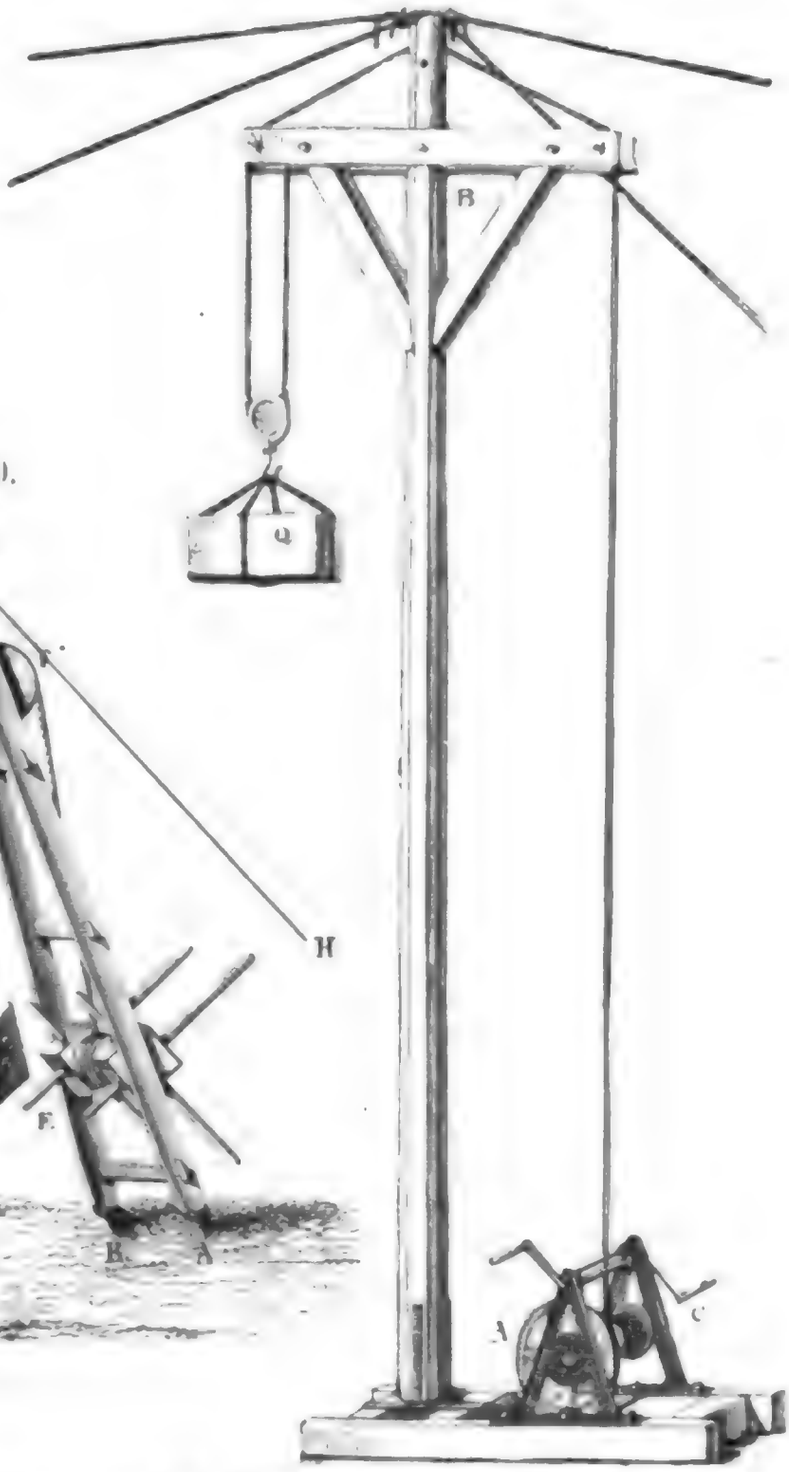


Fig. 441.



und ſich andererſeits auf den Rundtheil des Haspels aufwickelt. Wenn es der Raum nicht geſtattet, ein drittes Bein CD in Anwendung zu bringen, ſo iſt es nöthig, das Haspelgeſtelle ABD von hinten durch Seile oder Ketten DH aufrecht zu erhalten.

Das Gerüſte zum Aufziehen einer Laſt kann man auch aus einem Kreuze, wie AB, Fig. 441, beſtehen laſſen, und daſſelbe durch Taue oder Ketten, welche vom Kopfe dieſes Kreuzes bis in den benachbarten Erdboden hineingehen, in aufrechter Stellung erhalten. Bei der abgebildeten

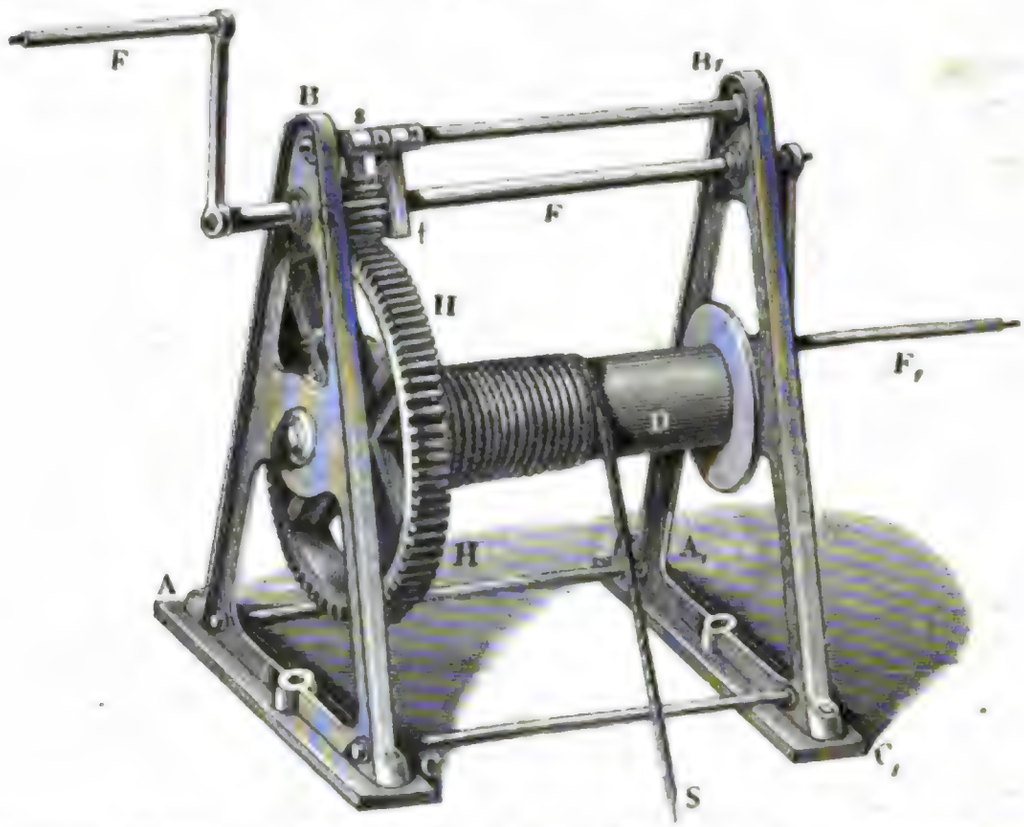
Digitized by Google

Transportable Vorgelegshaspel.

Vorrichtung hängt die Last Q zunächst an einer losen Rolle, und das Seil wird mittels dreier festen Rollen nach dem unten stehenden Haspel C herabgeführt.

Der transportable Vorgelegshaspel oder die Vorgelegswinde (franz. treuil, engl. crab), wodurch die Last emporgehoben wird, ist ein gewöhnliches Hülfsmittel zum Heben größerer Lasten auf mäßige Höhen. Die specielle Einrichtung dieser Hebemaschine ist in Fig. 442 abgebildet. Die

Fig. 442.



gußeisernen Böcke ABC und $A_1B_1C_1$ sind durch die schmiedeeisernen Bolzen AA_1, BB_1 und CC_1 zu einem Ganzen vereinigt, und lassen sich mit ihren Fußplatten AC und A_1C_1 auf eine starke hölzerne Grundlage aufschrauben. Dieses Gestelle trägt zwei horizontale Wellen; nämlich eine hohle gußeiserne Welle D zum Aufwickeln des Seiles S, woran die Last hängt, und eine schwache Welle E, mit den Kurbeln F und F_1. Die Kraft P der Kurbeln wird mittels eines kleinen Zahnrades G von etwa 10 Zähnen und eines größeren Zahnrades HH von etwa 70 Zähnen auf die Lastwelle D übergetragen. Eine Sperrklinke s, welche vom Bolzen BB_1 herabhängt und in das Rad G eingreift, verhindert das Zurückgehen der Last, wenn die Kraft zu wirken aufhört, und eine sogenannte Falle f, welche ebenfalls von BB_1 herabhängt und die Welle E umfaßt, verhindert das Ausweichen dieser Welle in ihrer Axenrichtung. Wird diese Falle ausgehoben, so kann man die Welle so weit verschieben, daß G aus dem Eingriff mit H kommt, und die Welle D beim Abwickeln des Seiles S ohne EG umläuft.

Iſt P die Kraft, Q die Laſt, a die Kurbelarmlänge, b der Hebelarm der Laſt oder die halbe Stärke der Welle ſammt halber Stärke des Seiles, und iſt n_1 die Anzahl der Zähne des kleinen Treibrades G, n_2 aber die des größeren Getriebrades H, ſo hat man wie III., §. 51: Transportable Vorgeleg-haspel.

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} Q.$$

Läßt man das Seil, wie in Figur 441, noch über eine loſe Rolle gehen, ſo hat man ſtatt Q, $\frac{Q}{2}$ zu ſetzen, weshalb dann

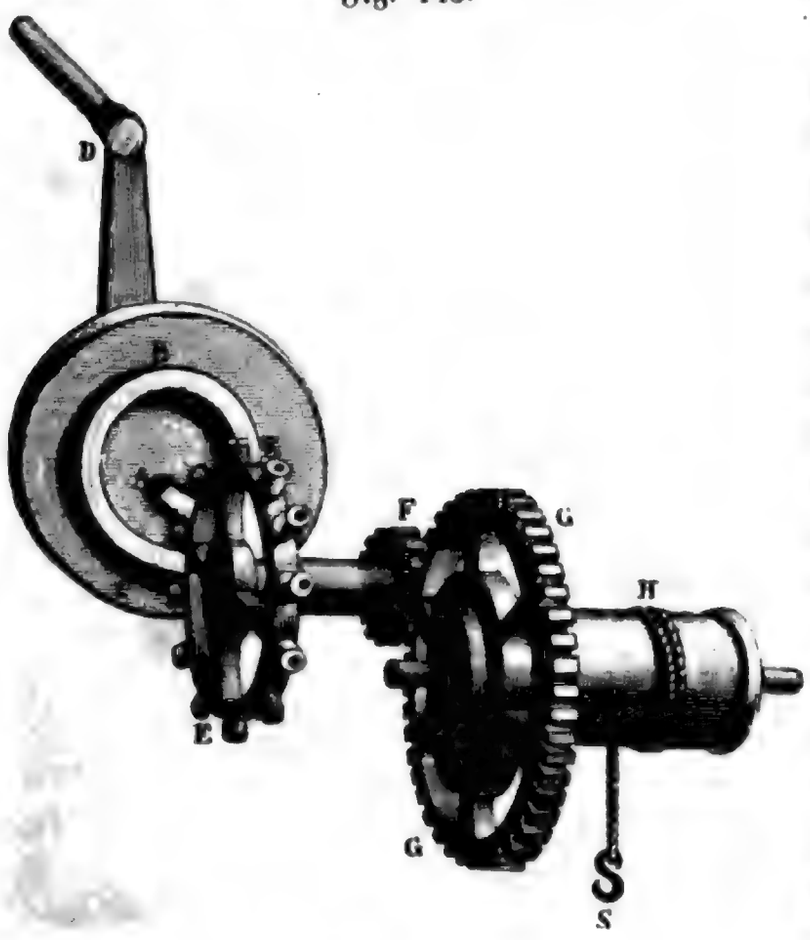
$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} \frac{Q}{2} \text{ iſt.}$$

Beiſpiel. Wenn bei dem Aufzug in Fig. 441 die Laſt $Q = 2800$ Pfund, das Armverhältniß $\frac{b}{a} = \frac{1}{4}$, und das Zähnezahlenverhältniß $\frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{7}$ beträgt, ſo hat man die erforderliche Kraft an den Haspelhörnern, ohne Rückſicht auf Reibung:

$$P = \frac{1}{7} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{2800}{2} = \frac{400}{8} = 50 \text{ Pfund.}$$

§. 216. Eine andere Vorrichtung zum Aufziehen großer Laſten iſt Long's tragbare Hebemaſchine (ſ. Civil-Engineer and Architects Journal, July 1852; auch Dingler's Journal, Band 125). Der weſentlichſte Theil dieſer Maſchine iſt die Spiralſcheibe ABC, Fig. 443, welche durch eine Kurbel D in Umdrehung geſetzt wird, und mit ihrem Spiralgange in die aus cylindriſchen Rollen beſtehenden Zähne eines Rades EE eingreift. Mit dem letzteren Rade auf einerlei Welle ſitzt noch das kleine Zahnrad F, und dieſes greift wieder in ein größeres Zahnrad GG, das auf den Rundbaum H aufſitzt, um welchen ſich das die Laſt tragende Seil S wickelt. Leicht iſt einzuſehen, daß das Rad EE bei einer Umdre- Gegenwinden.

Fig. 443.



Digitized by Google

Gegenwinden. hung der Spiralſcheibe oder der Schnecke ABC von dieſer um einen Zahn fortgeſchoben wird. Iſt a die Kurbelarmlänge, b der Hebelarm der an S hängenden Laſt, ferner n die Anzahl der Zähne oder Rollen des Rades EE, dagegen n_1 die der Zähne von FF und n_2 die Anzahl der Zähne von GG, ſo hat man für die Kraft an der Kurbelſpille:

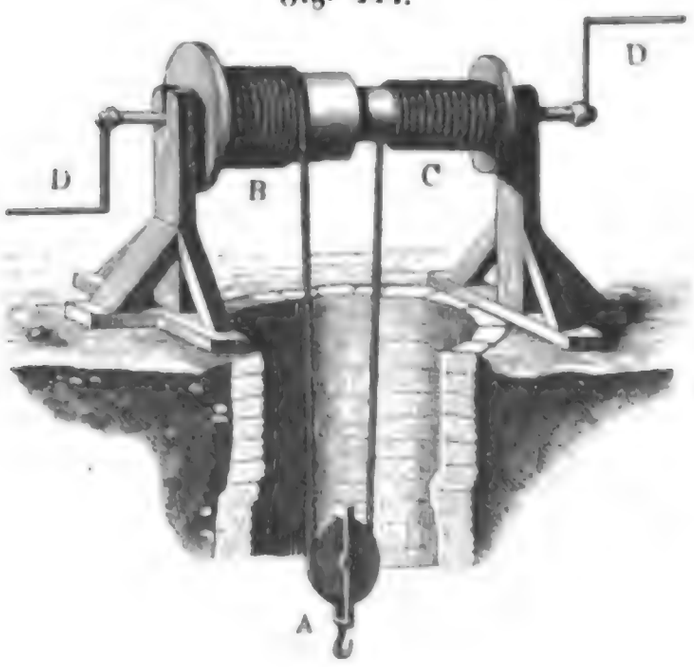
$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{Q}{n}.$$

Die Wirkung der Spiralſcheibe iſt mit der einer Schraube ohne Ende (ſ. III., §. 148) zu vergleichen; denn wenn man das Vorgelege wegläßt, alſo die Laſt Q unmittelbar an die Welle des Rades hängt, ſo hat man für beide Maſchinen:

$$P = \frac{b}{a} \cdot \frac{Q}{n}.$$

Es gehört auch hierher die ſogenannte Gegenwinde oder der Licht- oder Differenzialhaspel (franz. treuil de la Chine, engl. chinese capstan), welcher in Fig. 444 abgebildet iſt. Die Laſt Q hängt hier an einer loſen Rolle A, und die Enden des Seiles, welches dieſe Rolle trägt, ſind in entgegengeſetzten Richtungen um eine Welle BC mit zweierlei Durchmeſſer gewickelt. Wird nun dieſe Welle durch eine Kurbel D oder auf eine andere Weiſe in Umdrehung geſetzt, ſo wickelt ſich das eine Seilende auf den ſtärkeren Theil B der Welle auf und das andere Ende von dem ſchwächeren Theil C derſelben ab, und es verkürzt ſich folglich das herabhängende Seil BAC bei jeder Umdrehung der Welle nur um die Differenz der Wellenumfänge B und C.

Fig. 444.



Sind r_1 und r_2 die Halbmeſſer dieſer Umfänge, ſo hat man die Verkürzung des Seiles bei einer Umdrehung $= 2\pi(r_1 - r_2)$ und folglich den entſprechenden Weg der Laſt Q:

$$\frac{2\pi(r_1 - r_2)}{2} = \pi(r_1 - r_2),$$

wogegen die Kraft P bei der Höhe a des Kurbelhornes den Weg $2\pi a$

Digitized by Google

zurücklegt. Es iſt hiernach

Gegenwinden.

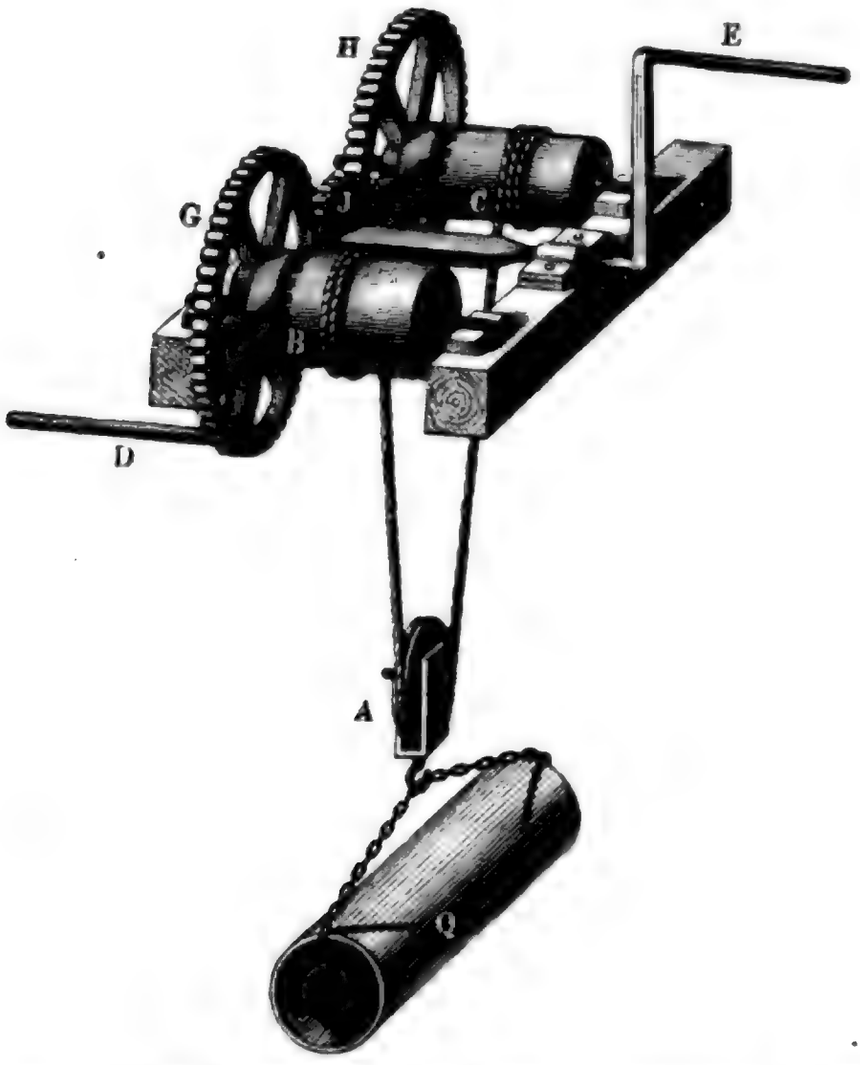
$$2\pi a P = \pi (r_1 - r_2)\, Q, \text{ d. i.}$$

$$P = \frac{r_1 - r_2}{2a} \cdot Q,$$

und es fällt folglich die Kraft um ſo kleiner aus, je weniger die Stärke des einen Rundbaumtheiles von der des anderen abweicht.

Der Aufzug in Figur 445 iſt eine Gegenwinde mit Vorgelege. Die Seilenden liegen hier in entgegengeſetzten Richtungen auf den Wellen

Fig. 445.



B und C von ungleicher Stärke, welche durch die Kurbeln D und E mittels des Räderwerkes FGH in entgegengeſetzten Richtungen umgedreht werden. Iſt hier wieder a die Kurbelhöhe und ſind r_1 und r_2 die Halbmeſſer der Wellen B und C; iſt ferner n_1 die Anzahl der Zähne des Rades F auf der Kurbelwelle, n_2 aber die Anzahl der Zähne von jedem der beiden Getriebräder G und H, ſo hat man die Kraft, durch welche die Laſt Q gehoben wird:

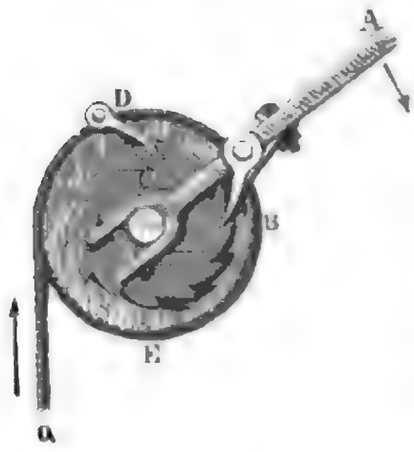
$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{r_1 - r_2}{2a}\, Q.$$

Aus III., §. 160 iſt endlich noch zu erſehen, daß man auch Sperrräder

Digitized by Google

Gegenwinden. mit Sperrklinken dazu anwenden kann, große Lasten fortzuschaffen oder zu heben. Diese Vorrichtungen haben den Vortheil, daß man bei ihnen die Kraft an größeren Hebelarmen wirken lassen kann. Ein solcher Mechanismus ist theilweise in Fig. 446 abgebildet. Das Sperrad wird hier mittels eines Hebels AC und einer Klinke B absetzend umgedreht, und es wickelt sich hierbei das die Last Q tragende Seil auf die Trommel DE, welche mit dem Sperrad auf einerlei Welle festsitzt. Ist a die Länge des Armes CA und b der die halbe Wellenstärke um die halbe Seilstärke übertreffende Hebelarm CB der Last, so hat man hier, wie bei einem einfachen Haspel oder Göpel (s. II., §. 84 und 85) die Kraft

Fig. 446.



$$P = \frac{b}{a} Q.$$

Beispiel 1. Wenn bei dem Aufzug in Figur 443 das Rad EE, worin der Spiralgang eingreift, 12 cylindrische Zähne, das Triebrad F deren 10, und das Getriebrad GG deren 60 hat, wenn ferner der Rundbaum H, 8 Zoll und das Seil S, 2 Zoll Stärke, und endlich die Kurbel 20 Zoll Armlänge besitzt, so ist das Kraftverhältniß dieser Maschine:

$$\frac{P}{Q} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{Q}{n} = \frac{10}{60} \cdot \frac{5}{20} \cdot \frac{1}{12} = \frac{1}{288},$$

und folglich die Kraft, welche das Aufziehen einer Last $Q = 6000$ Pfund erfordert, $P = \frac{6000}{288} = 20{,}83 \ldots$ Pfund.

Beispiel 2. Geben wir dem Vorgelegshaspel in Figur 445 dasselbe Umsetzungsverhältniß $\frac{n_1}{n_2} = \frac{10}{60}$, machen wir die Rundbaumstärken 10 und 9 Zoll, und wenden wir wieder eine Kurbelhöhe von 20 Zoll an, so haben wir das Kraftverhältniß:

$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{6} \cdot \frac{10-9}{2 \,.\, 20} = \frac{1}{6 \,.\, 40} = \frac{1}{240};$$

folglich für die Last $Q = 6000$ Pfund, die Kraft

$$P = \frac{6000}{240} = 25 \text{ Pfund}.$$

Aufzüge. §. 217. Die Aufzüge werden zum Emporheben von Baustücken, Waaren oder Gütern, Getreide, Kohlen, Erzen u. s. w. angewendet, und man hat hiernach Bau-, Waaren- oder Güteraufzüge, Getreideaufzüge, Kohlen- und Erz- oder sogenannte Gichtaufzüge. Man kann zwei Aufzugssysteme von einander unterscheiden; bei dem einen Systeme ist es eine Kette ohne Ende, wodurch die Last emporgehoben wird, bei dem anderen Systeme wird hingegen die Last durch ein Seil oder eine Kette mit Ende emporgezogen. Bei einem Aufzuge mit

Digitized by Google

Kette ohne Ende iſt die Kette entweder mit beſonderen Aufziehſchlägen zur Aufnahme der Laſt verſehen, oder ſie erhält Haken, womit ſie die emporzuhebende Laſt oder das Gefäß, in welchem dieſelbe enthalten iſt, ergreift. In beiden Fällen wird das Fortlaufen der Ketten und das Emporſteigen der Laſt durch Umdrehung der Welle bewirkt, auf welcher das eine Rad oder das eine Räderpaar, um welche ſich die Kette ohne Ende legt, feſtſitzt. Aufzüge, welche die Laſt durch ein Seil mit Ende emporheben, haben entweder eine Trommel, auf welche ſich das Seil während des Aufſteigens der Laſt aufwickelt, oder erhalten einen Kolben, welcher durch den Druck des Dampfes oder Waſſers in Bewegung geſetzt wird und dabei das Seil mit ſich fortzieht. Die Umdrehung der Trommel kann entweder durch die Kraft der Menſchen oder die des Waſſers, Dampfes u. ſ. w. bewirkt werden. Aufzüge.

In den meiſten Fällen ſind dieſe Aufzüge nur mit einem Ziehſeile verſehen, und es iſt deshalb nöthig, daß daſſelbe wieder herabgelaſſen wird, bevor es eine neue Laſt erfaſſen und emporheben kann. Um dieſes Zurückgehen des Ziehſeiles zu reguliren, zumal, wenn daſſelbe noch ein leeres Gefäß oder eine Schaale zur Aufnahme der Laſt trägt, bedient man ſich eines Gegengewichtes oder eines Bremſes. In ſelteneren Fällen wendet man, wie bei der im folgenden Kapitel abzuhandelnden Schachtförderung zwei Zugſeile mit zwei Gefäßen an, ſo daß immer während des Aufſteigens der Laſt das leere Gefäß niederſinken kann. Um die rückgängige Bewegung der Aufzüge hervorzubringen, hat man Aus- und Einrückzeuge anzubringen, wie aus III., §. 204 bekannt ſind.

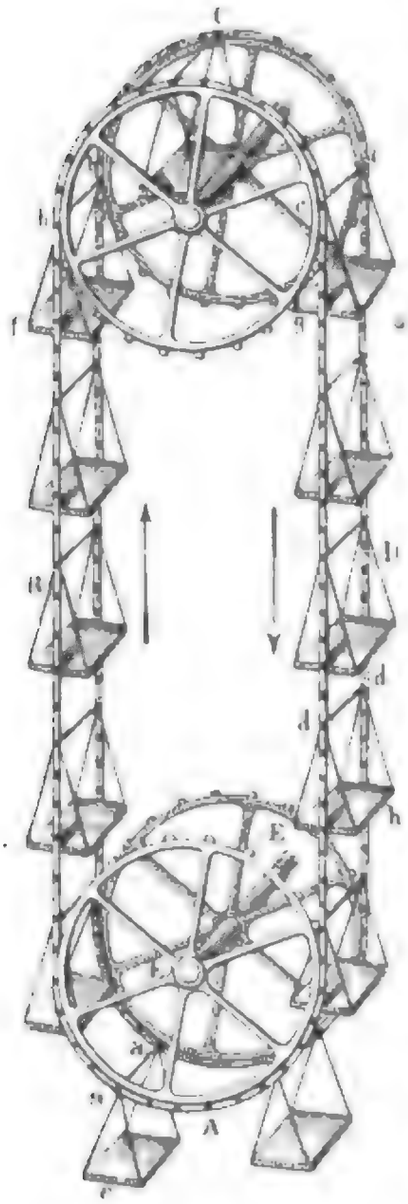
Hat man es mit einer lockeren Fördermaſſe zu thun, ſo kann man auch den Aufzug in einer Eimer- oder Becherkette beſtehen laſſen, die nahe die Einrichtung hat, welche bereits in II., §. 244 angegeben worden iſt. Es gehören hierher die ſogenannten Elevatoren, welche zum Emporheben des Getreides oder Mehles in Mühlen angewendet werden, und in gewiſſem Grade auch die ſogenannten Baggermaſchinen zum Ausbaggern oder Reinigen der Flußbetten und Häfen von Sand, Schlamm u. ſ. w.

§. 218. Ein Gichtaufzug mit Kette ohne Ende iſt in Figur 447 (auf folgender Seite) abgebildet. *A* und *C* ſind zwei Paar mindeſtens 7 Fuß hohe Eiſenſcheiben mit keilförmigen Zähnen, und *ABCD* iſt ein Paar um beide Scheibenpaare liegende ſchmiedeeiſerne Laſchenketten, zwiſchen deren Glieder die Zähne der Scheiben greifen, ſo daß dieſe Ketten, ſelbſt bei einem größeren Widerſtande derſelben, von den umlaufenden Scheiben mitgenommen werden. Die beiden Ketten ſind in gewiſſen Abſtänden durch ſchmiedeeiſerne Bolzen *aa*, *bb*, *cc*, . . . mit einander verbunden, an welchen die Aufziehſchaalen *e*, *f*, *g*, *h* u. ſ. w. hängen, die zur

Digitized by Google

Aufzuge. Aufnahme der Laſten oder der die Erze enthaltenden Aufziehgefäße dienen. Die Welle EE des unteren Scheibenpaares wird mittels eines Räderwerkes durch ein Waſſerrad oder eine Dampfmaſchine langſam umgedreht, ſo daß die Ketten eine kleine Geſchwindigkeit von etwa $1\frac{1}{2}$ Fuß annehmen. Wird die Laſt, z. B. ein Erzkäſtchen, auf die emporſteigende Schaale e geſtellt, ſo ſteigt dieſelbe allmälig empor, und iſt dieſe Schaale oben, z. B. in f, angelangt, ſo kann man dieſe Laſt wieder von dem Aufzuge abheben. Nachdem man das Käſtchen ausgeleert hat, ſetzt man es wieder auf eine Aufziehſchaale, welche nun mit demſelben auf der anderen Seite des Aufzuges herabſinkt, ſo daß es unten vom Aufzuge abgenommen und von neuem gefüllt werden kann. Uebrigens iſt es mit keinem weſentlichen Nachtheil verbunden, wenn das Abheben eines gefüllten oder leeren Erzkäſtchens ein Mal aus Verſehen unterblieben iſt; ein ſolches Käſtchen macht dann noch einen Umlauf mehr, erfordert dabei aber weiter keinen Arbeitsaufwand, da es beim darauf folgenden Sinken faſt eben ſo viel Arbeit verrichtet, als es beim nächſtfolgenden Steigen beanſprucht.

Fig. 447.

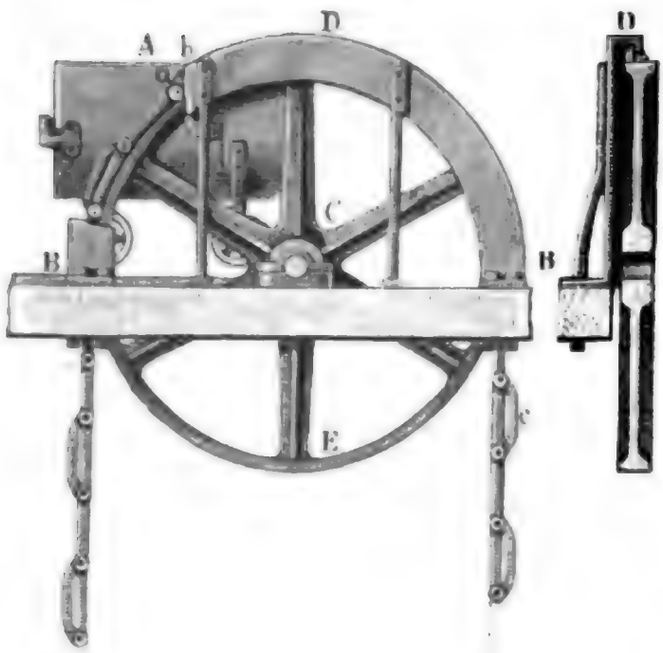


Man kann auch die Aufziehſchaalen ganz entbehren, wenn man die Ketten ohne Ende mit Bolzen oder Haken verſieht, womit ſie die Laſt oder das Gefäß, welches dieſelbe enthält, ergreifen.

Bei dem in Fig. 448 (auf nebenſteh. Seite) nur theilweiſe abgebildeten Gichtaufzuge beſteht das aufzuziehende Gefäß in einem Hund oder Wagen A, deſſen Seitenwände mit Haken a, a ausgerüſtet ſind, die von den Bolzen b, b der Aufziehketten ergriffen werden und ſich erſt davon wieder losmachen, wenn der Wagen oben angekommen iſt. Dieſe Wagen werden nicht allein auf einer Schienenbahn unten zugeführt, ſondern auch auf eine ſolche oben abgeſetzt. Die obere Schienenbahn erhält ſo viel Fallen, daß ſich die Wagen durch ihre eigene Schwere von dem Aufzuge entfernen und der Gicht zulaufen. Die ausgeleerten Wagen werden auf einer zweiten Bahn wieder niedergelaſſen. Damit die Ketten durch die etwas excentriſch wirkende Wagenlaſt nicht ſchief oder gar von den Scheiben

Digitized by Google

Fig. 448.



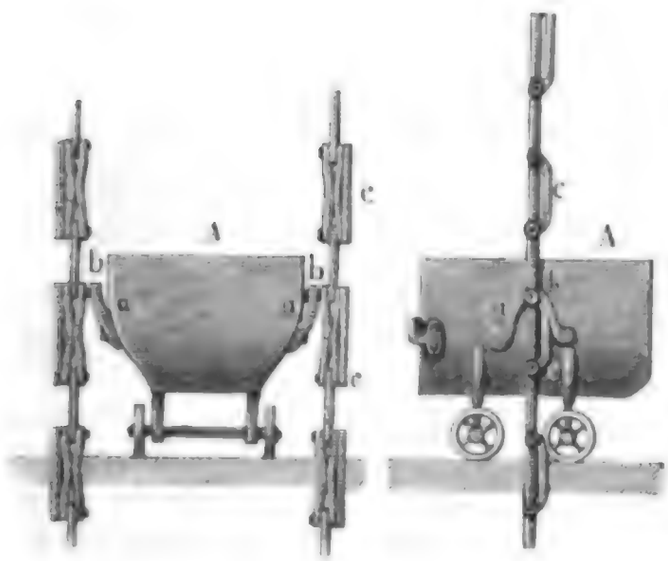
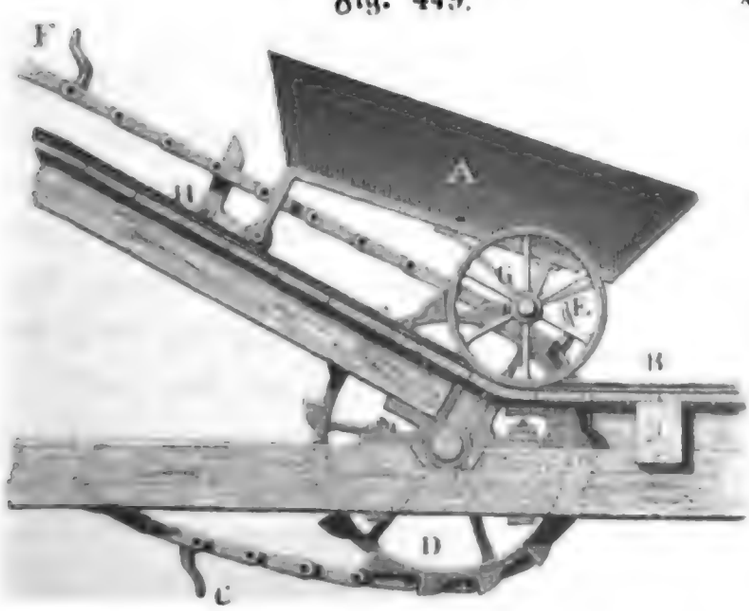


Fig. 449.



herabgezogen werden, ſind die Ketten noch mit beſonderen Gliedern *c, c* verſehen, und die Scheiben *CE* an den Stellen, wo die Ketten aufliegen, mit feſten rinnenförmigen Leitungen *BDB* für dieſe Glieder umgeben. Aufzüge.

Die Einrichtung eines Gichtaufzuges mit endloſer Kette und gegen den Horizont geneigter Bahn iſt aus Fig. 449 zu erſehen, welche den unteren Theil deſſelben, und zumal die Art und Weiſe wie der Wagen von den Haken an der Kette ergriffen wird, vor Augen führt. Der Wagen *A* wird auf der Schienenbahn *B* zugeführt und die endloſen Ketten *CDEF* über eine Rolle oder Scheibe *DE* geleitet, die mit Zähnen ausgerüſtet iſt, welche zwiſchen die gabelförmigen Glieder der Kette greifen. In Abſtänden von circa 10 Fuß von einander ſind die ungefähr je 1 Fuß langen Kettenglieder mit Haken *C, E, F*... verſehen, welche die hintere Wagenaxe *G* ergreifen und ſo den Wagen mit empor nehmen, bis er ſich, oben angekommen, von ſelbſt aushängt, und auf einer geneigten Bahn

Digitized by Google

Aufzüge. ohne äußere Beihülfe der Gicht zuläuft. Die obere Scheibe befindet sich über dem Gichtboden und wird mittels Räderwerk durch Dampf- oder Wasserkraft in Umdrehung gesetzt. Damit die Wagen beim etwaigen Zerreißen der Ketten nicht herabstürzen und Schaden anrichten, sind noch kleine Winkelhebel H längs der Bahn angebracht, welche zwar die Wagenaxe aufwärts gehen lassen, sich aber dem Rückwärtsgehen derselben entgegensetzen. Das Zurücklassen der leeren Wagen erfolgt auf einer Seitenbahn und mittels eines gewöhnlichen Bremshaspels (s. III., §. 166).

Sieht man von den Nebenhindernissen ab, so kann man den Arbeitsaufwand eines Aufzuges mit endloser Kette leicht wie folgt berechnen. Es sei das Gewicht der Fördermasse in einem Gefäße oder Wagen $= Q$, die Förderhöhe $= h$ und die Anzahl der in einer Minute zu hebenden Gefäße oder Wagen $= n$. Die Leistung pro Gefäß ist dann $= Qh$, folglich die pro Minute nQh, und daher die pro Secunde:

$$L = \frac{n}{60} Qh.$$

Diese Formel gilt jedoch nur dann, wenn das leer niedersteigende Fördergefäß G, wie z. B. in Fig. 447, dem aufsteigenden vollen zu Hülfe kommt. Außerdem ist $L = \frac{n}{60} (Q + G) h$ zu setzen.

Anmerkung. Einen Aufzug, wie in Fig. 448, hat in der neuesten Zeit Cavé zum Schachtfördern empfohlen (s. Armengaud's Génie industriel, deutsch Dingler's polytechn. Journal, Bd. 126, oder polytechn. Centralblatt, 1852. Um das Aufsteigen der gefüllten und das Niederlassen der leeren Wagen an derselben endlosen Kette möglich zu machen, wird von Cavé empfohlen, die gefüllten und leeren Förderwagen mittels eines auf Rädern stehenden und auf einer Schienenbahn beweglichen Bodens der endlosen Kette zuzuführen und von ihr abzunehmen. Zur Förderung aus tiefen Schachten möchte diese Maschine nicht tauglich sein.

§. 219. Ein einfacher Handaufzug ist in Figur 450 (auf nebenstehender Seite) abgebildet. Eine Spurscheibe AB von 7 bis 8 Fuß Durchmesser läßt sich mittels des Seiles $ABCD$ ohne Ende beliebig nach rechts oder links umdrehen, wobei sich das ohnedies mehrmals um die Welle E dieser Scheibe gelegte Seil auf der einen Seite ab- und auf der anderen aufwickelt. Ist nun an dem Ende des sich aufwickelnden Seiles eine Last Q angehangen, so gelangt diese durch die Drehung der Scheibe zum Steigen, während das leere Seilende allmälig von oben nach unten herabsinkt. Hat man auf diese Weise die Last Q von F nach G gehoben und oben abgehängt, so kann man an das herabgesunkene leere Seilende eine neue Last hängen, und diese durch Umdrehung der Scheibe in umgekehrter Richtung zum Steigen bringen.

Digitized by Google

Ein Gichtaufzug mit Waſſerkraft kann beſonders dann ſehr einfach ausfallen, wenn das Waſſer auf der Höhe des Gichtbodens zufließt, weil dann die eigentliche Umtriebsmaſchine ganz wegfällt. Einen ſolchen Aufzug führt Fig. 451 vor Augen. *A* iſt eine große Scheibe, um welche das Drahtſeil zwei- bis dreimal gelegt iſt, an deſſen Enden die Aufzugſchaalen *B* und *C* hängen, auf welche die Fördergefäße geſetzt werden. Jede Schaale hat einen doppelten Boden und bildet ein niedriges waſſerdichtes Gefäß, welches aus einem Behälter *D* oder *E* auf dem Gichtboden mit Waſſer angefüllt und durch ein Ventil *b* in dem unterſten Boden wieder geleert werden kann. Soll nun eine belaſtete Schaale empor- und gleichzeitig eine nur das leere Gefäß tragende Schaale niederſteigen, ſo öffnet man den Hahn des Aufſchlagreſervoirs auf der Seite der leeren Schaale und füllt das von ihrem Doppelboden gebildete Gefäß mit Waſſer. Das Gewicht deſſelben bringt nun dieſe Schaale zum Sinken und hebt gleichzeitig mit die belaſtete Schaale in die Höhe. Iſt die belaſtete Schaale oben und

Aufzüge.

Fig. 450.

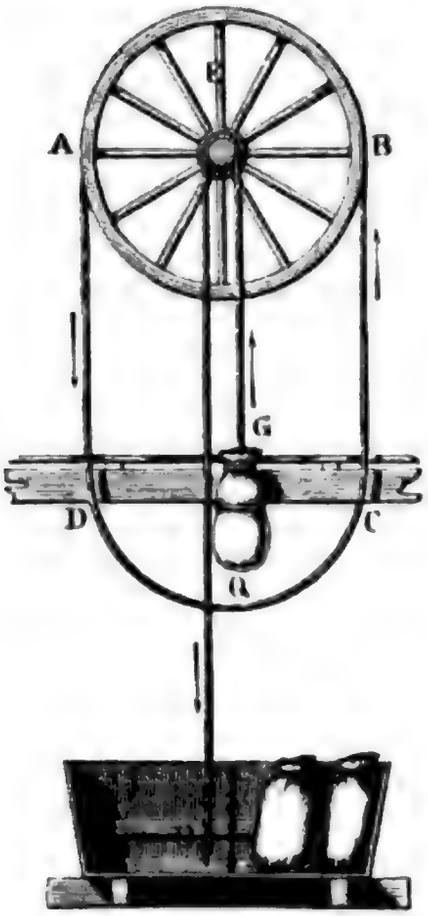
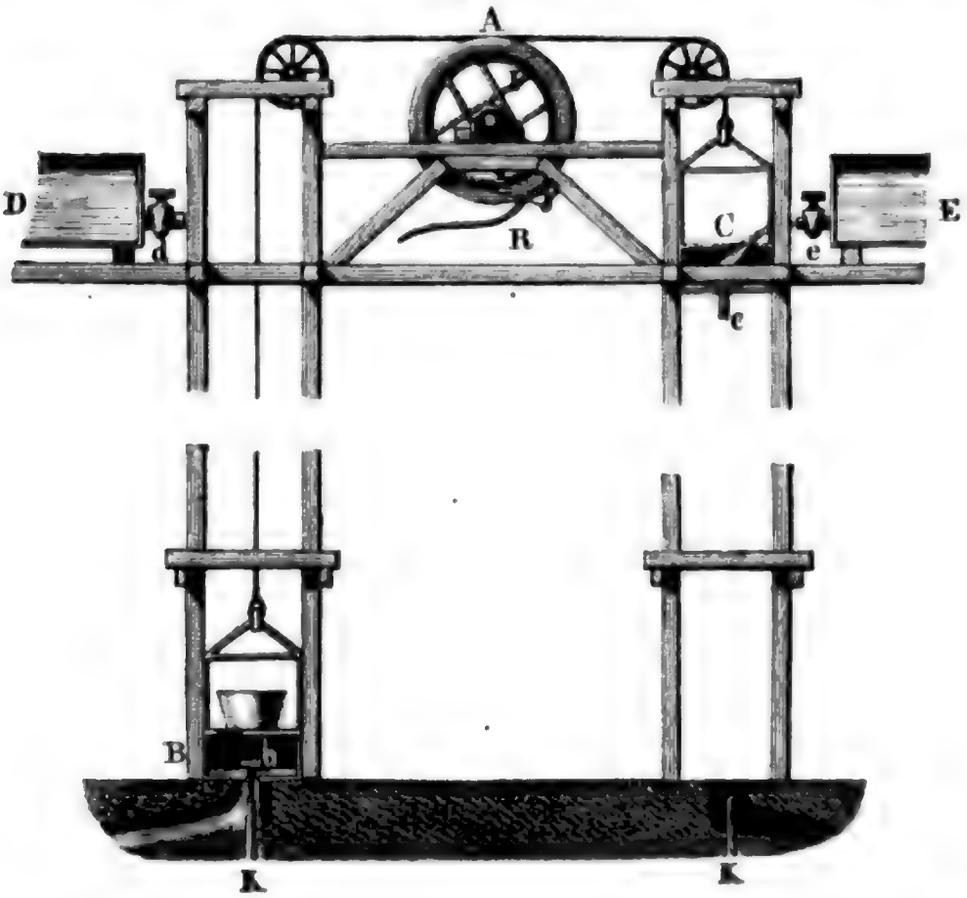


Fig. 451.

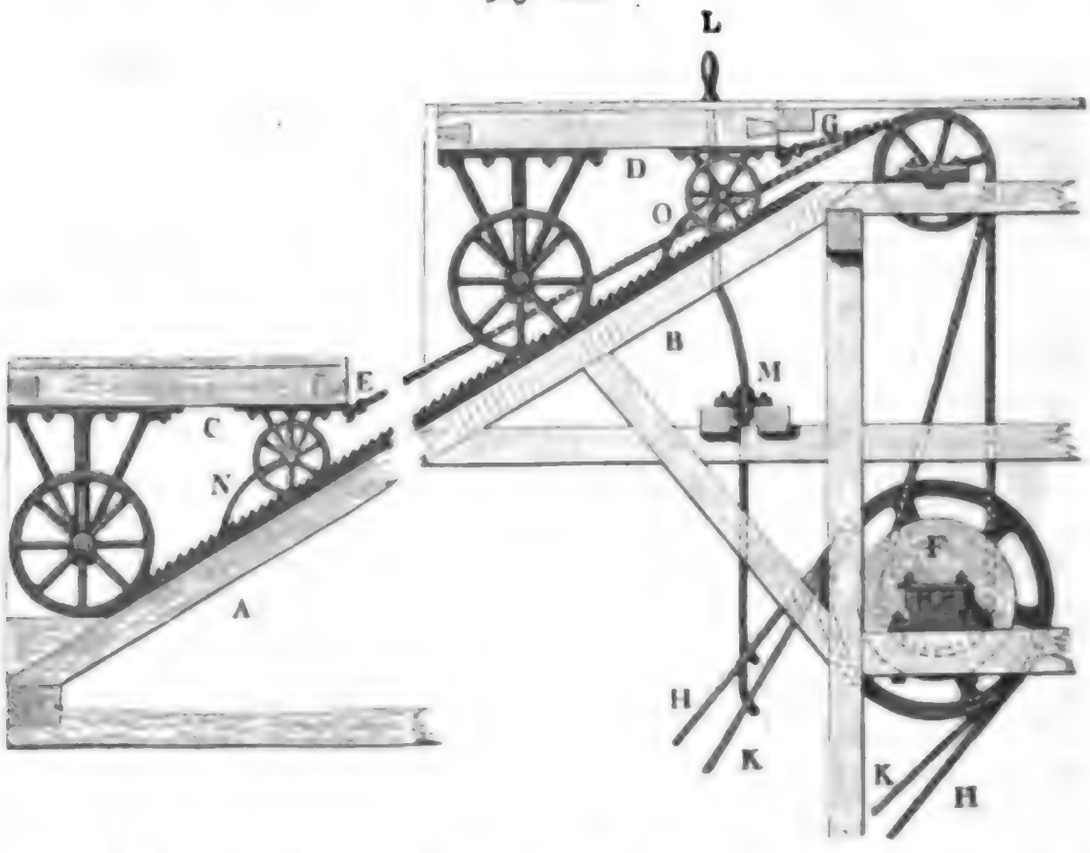


Digitized by

Aufzüge. die mit Wasser gefüllte Schaale unten angekommen, so öffnet sich das mit seinem Stiel auf ein Hinderniß *K* stoßende Ventil, und es fließt das Wasser aus dieser Schaale, die nun ebenfalls belastet und durch die Füllung der oben angekommenen Schaale gehoben werden kann. Um das Auf- und Niedersteigen der Schaalen zu reguliren, ist die Scheibe *A* noch mit einem Bremsrade *F* versehen, und die beschleunigende Kraft durch Bremsen an dem Drücker *R* aufzuheben.

Ein größerer Gichtaufzug durch Wasser oder Dampf bewegt, ist in Fig. 452 abgebildet. Derselbe besteht aus zwei neben einander auf-

Fig. 452.



steigenden Schienenbahnen *A* und *B* mit einer Neigung von 30 bis 45 Grad und einer Länge von 40 bis 70 Fuß. Auf jeder dieser Bahnen befindet sich ein Wagen *C* (*D*) mit ungleich hohen Rädern und horizontalem Boden zur Aufnahme der in Körben, Kästen oder Wagen verpackten Förderlasten (Erze, Coaks u. s. w.). Beide Wagen sind durch ein Seil *EFG* mit einander verbunden, welches um den Korb oder die Trommel *F* gelegt ist, und daher während der Umdrehung der letzteren den einen Wagen auf der Bahn emporzieht und den anderen herabläßt. Um die regelmäßige Abwechselung im Steigen des vollen und Herablassen des leeren Wagens zu bewirken, muß die Trommel abwechselnd zum Rechts- und Linksumlaufen eingerichtet und daher noch ein Aus- und Einrückzeug angebracht sein. Das letztere kann in einem Zahnräderwerke, wie III., Fig. 413 oder 415, oder in einem Riemenräderwerke, wie Fig. 414, bestehen. Bei dem abgebildeten Aufzuge ist das letztere angewendet. Von

Digitized by Google

den beiden Riemen HH und KK, welche die Umtriebskraft auf die Korbwelle übertragen, iſt der eine offen und der andere gekreuzt; und je nachdem nun durch den Rückhebel LMK der eine oder der andere Riemen auf eine feſte oder auf die loſe Rolle der Umtriebswelle geſchoben wird, gelangt die Korbwelle nach der einen oder nach der anderen Richtung in Umdrehung. Die gezahnten Stangen längs einer Bahn dienen dazu, den Wagen mittels einer Klinke aufzuhalten, ſobald das Zugſeil abreißt. Aufzüge.

Iſt Q die durch dieſen Aufzug emporzuhebende Laſt, s der Weg deſſelben auf der geneigten Ebene oder Schienenbahn und α der Neigungswinkel dieſer Bahn gegen den Horizont, ſo hat man die auf den Korbumfang reducirte Kraft $P = Q \sin.\alpha$, und die erforderliche Arbeit zum Aufziehen $Ps = Qs \sin.\alpha$.

Beiſpiel. Iſt die Laſt eines Aufzuges $Q = 1000$ Pfund, der Neigungswinkel des Aufzuges, $\alpha = 30^0$ und die Länge der Aufzugbahn, $s = 70$ Fuß, ſo hat man die Kraft $P = 1000 \sin. 30^0 = 500$ Pfund und die Arbeit $Ps = 500 . 70 = 35000$ Fußpfund. Läßt man den Wagen mit $2\frac{1}{2}$ Fuß mittlerer Geſchwindigkeit aufſteigen, ſo hat man die mittlere Leiſtung der Maſchine pro Secunde $L = 500 . 2{,}5 = 1250$ Fußpfund, oder, wenn wir der Nebenhinderniſſe wegen 15 Procent zuſetzen, $L = 1250 . 1{,}15 = 1438$ Fußpfund, d. i. beinahe 3 Pferdekräfte. Die Zeit eines Aufganges iſt

$$t = \frac{s}{v} = \frac{70}{2{,}5} = \frac{140}{5} = 28 \text{ Secunden};$$

ſetzen wir die Stillſtandszeit 62 Secunden, ſo haben wir folglich den Zeitaufwand für ein Auftreiben 90″. Soll nun der Gichtaufzug zwei Hohöfen mit Eiſenerzen, Kohlen und Zuſchlägen von im Ganzen täglich $2 . 70000 = 140000$ Pfd. verſorgen, ſo ſind hierzu $\frac{140000}{1000} = 140$ Aufgänge, und ein Zeitaufwand von $140 . 90'' = 140 . 1{,}5' = 7/2 = 3\frac{1}{2}$ Stunde Zeit nöthig.

§. 220. In neuerer Zeit hat man auch pneumatiſche Aufzüge in Anwendung gebracht. Zwei ſolcher Gichtaufzüge ſind in den Figuren 453 und 454 (auf folgender Seite) abgebildet. Der Aufzug in Fig. 453 iſt von Gibbons für vier Eiſenhohöfen in der Nähe von Dudley conſtruirt worden und hat ſich ſchon ſeit einer Reihe von Jahren bewährt. Derſelbe beſteht aus einer $5\frac{1}{2}$ Fuß weiten und $51\frac{1}{2}$ Fuß langen Röhre AB aus Eiſenblech, welche von unten mit comprimirter Luft gefüllt wird, und von dieſer ſammt der auf der von ihrem Deckel A gebildeten Plattform ſtehenden Laſt Q ſenkrecht emporgehoben wird. Die comprimirte Luft wird aus dem Windreſervoir des Gebläſes, welches die Hohöfen mit Wind verſorgt, durch die Röhrenleitung $CDEFG$ zugeführt, und der Abſchluß der unten offenen Röhre AB wird durch Waſſer bewirkt, welches den ausgemauerten Schacht BEF faſt ganz ausfüllt. Damit AB, welches anfangs auf einem Stege im Schachttiefſten aufruht, genau ſenkrecht Pneumatiſche Aufzüge.

Digitized by Google

Pneumatische Aufzüge.

emporsteigen könne, läßt man dasselbe innerhalb des Schachtes in Walzen K, K und außerhalb desselben in einer aus vier Säulen bestehenden Leitung gehen, gegen welche sich vier aus dem Haupte der Röhre AB hervorstehende Arme LL stemmen.

Fig. 453.

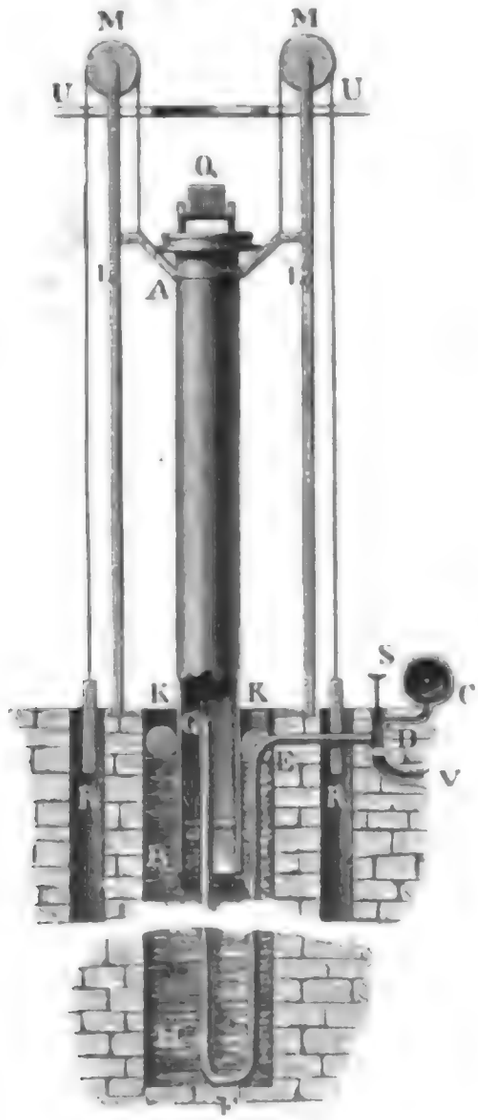
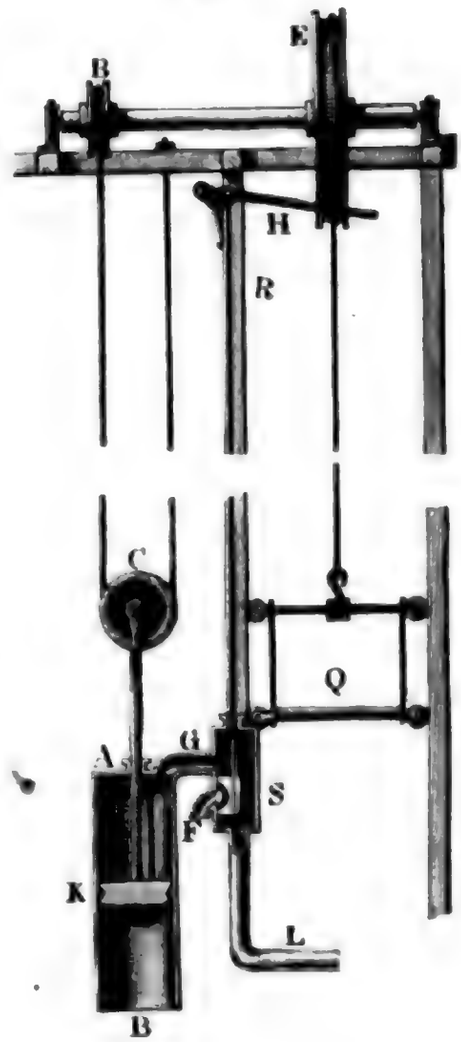


Fig. 454.



Um den Auf- und Niedergang der Kraftröhre AB zu reguliren, ist die Leitung, welche den Wind der Röhre zuführt, mit einem Steuercylinder DS versehen, in welchem ein Steuerkolben D (s. II., §. 221) auf- und niedergeschoben werden kann. Steht die Kraftröhre unten auf, und hat man die Last Q auf die Plattform derselben gebracht, so schiebt man den Steuerkolben abwärts und bringt ihn in die Stellung, welche die Figur anzeigt. In Folge dessen ist nun das Innere von AB mit dem Windreservoir des Gebläses in Communication gesetzt, und es wird diese Röhre durch das Uebergewicht des inneren Luftdruckes über den äußeren Luftdruck emporgehoben. Ist später die Last Q beinahe in das Niveau des Gichtbodens UU gekommen, so zieht die Kraftröhre mittels eines Hebels den Steuerkolben S wieder empor, und es tritt nun das Innere von

Digitized by Google

Pneumatiſche Aufzüge.

AB durch das Ausblaſerohr V mit der äußeren Luft in Verbindung. Hat man nun durch Gegengewichte R, R, welche mittels über die Rollen M, M weggeführter Seile LMR, LMR an die Arme L, L der Röhre AB angeſchloſſen ſind, das Gewicht der letzteren beinahe äquilibrirt, ſo ſinkt nun die von der Laſt Q befreite Röhre AB wieder langſam herab, und treibt hierbei die Luft aus ihrem Inneren durch V nach außen. Außer der Mündung V iſt noch ein Ventil im Kopfe der Kraftröhre angebracht, durch welches ſich das Auf- und Niederſteigen der Kraftröhre reguliren läßt. (Näheres über dieſen Aufzug ſ. The Civil-Eng. and Arch. Journal, 1849; und polytechn. Centralblatt, Jahrgang 1850.)

Statt der langen Kraftröhre läßt ſich ein gewöhnlicher Cylinder AB, Fig. 454, mit Kolben und Kolbenſtange anwenden, wenn man die Laſt nicht unmittelbar an die Kolbenſtange anſchließt, ſondern dieſelbe durch ein Vorgelege mit der Kolbenſtange verbindet. Bei der Einrichtung des in Figur 454 abgebildeten Aufzuges wird der Kolbenhub s zunächſt durch die loſe Rolle C verdoppelt und dann durch die Welle DE mit den Rollen D und E in einem noch ſtärkeren Verhältniſſe vergrößert. Iſt z. B. der Durchmeſſer der Rolle D viermal in dem Durchmeſſer der Rolle E enthalten, ſo iſt die Umfangsgeſchwindigkeit der letzteren Rolle, und alſo auch die an derſelben hängende Laſt Q, $2 \cdot 4 = 8$ mal ſo groß als die Kraft des Kolbens K, und es bedarf daher dieſer nur einen Hub von 5 Fuß, um die Laſt Q, $5 \cdot 8 = 40$ Fuß hoch zu heben. Der Zu- und Austritt des Windes aus dem Cylinder AB wird durch einen Schieber S bewirkt, der durch einen Hebel H mittels einer Stange RS auf- und niedergeſchoben werden kann. In der gezeichneten Stellung gelangt die comprimirte Luft aus dem Regulator auf dem Wege LSG in den Cylinder; iſt aber gegen Ende des Kolbenniederganges oder Laſtaufganges der Schieber aufgezogen, ſo ſtrömt die Luft auf dem Wege GF im Schieber S in die freie Luft.

Die Berechnung eines pneumatiſchen Luftaufzuges iſt wie folgt zu vollziehen. Iſt F die Kolbenfläche, p der äußere und p_1 der innere Luft- oder Winddruck pro Quadratzoll, ſo hat man die Kraft des Kolbens K:

$$P = F\,(p_1 - p),$$

und iſt a der Halbmeſſer der Rolle D, b aber der der Rolle E, ſo folgt die Laſt:

$$Q = \frac{aP}{2b} = \frac{a\,(p_1 - p)\,F}{2b}.$$

Umgekehrt iſt alſo die einer gegebenen Laſt Q entſprechende Größe der Kolbenfläche in Quadratzoll:

$$F = \frac{2bQ}{a\,(p_1 - p)},$$

Pneumatische Aufzüge.

welche allerdings wegen der Kolbenreibung und wegen anderer Nebenhindernisse noch um circa 25 Procent größer genommen werden muß. Bei dem Aufzuge in Figur 453 hat man dagegen einfach

$$Q = F(p_1 - p) \text{ und daher}$$

$$F = \frac{Q}{p_1 - p}.$$

Ist s der Kolbenhub, so hat man die Steighöhe der Last Q:

$$h = \frac{b}{a} \cdot 2s = \frac{2bs}{a},$$

und daher die geleistete Arbeit der Maschine für ein Aufziehen:

$$Ps = Qh = F(p_1 - p)s = V_1(p_1 - p),$$

wofern V_1 den Inhalt des Cylinders oder das bei einem Aufziehen verbrauchte Windquantum bezeichnet.

Ist n die Anzahl der Aufziehungen pro Minute, so ergiebt sich folglich die Leistung der Maschine pro Secunde:

$$L_1 = \frac{n}{60} Ps = \frac{n}{60} Qh = \frac{n}{60} V_1 (p_1 - p).$$

Die entsprechende Leistung des Gebläses ist, da dasselbe Luft von der Pressung p in den Regulator drückt, worin die Pressung p_1 ist, nach I., §. 330:

$$L = \frac{n}{60} V_1 p_1 \; Log.nat. \left(\frac{p_1}{p}\right),$$

oder annähernd, bei einer mäßigen Pressung (s. I., §. 391):

$$L = \frac{n}{60} V_1 p_1 \left(\frac{p_1 - p}{p}\right)\left(1 - \frac{p_1 - p}{2p}\right);$$

folglich ist der Wirkungsgrad des pneumatischen Aufzuges selbst, wenn man von allen geodynamischen Hindernissen absieht:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{p}{p_1}\left(1 + \frac{p_1 - p}{2p}\right), \text{ wofür meist}$$

$$= \frac{p}{p_1} \text{ gesetzt werden kann.}$$

Beispiel. Wenn bei dem pneumatischen Aufzuge in Fig. 454 die Pressung der inneren Gebläseluft $p_1 = {}^5/_4\, p$ ist, wenn ferner die Last $Q = 1500$ Pfund und das Umsetzungsverhältniß $\frac{a}{b} = {}^1/_4$ beträgt, so hat man die erforderliche Querschnittsfläche des Windcylinders:

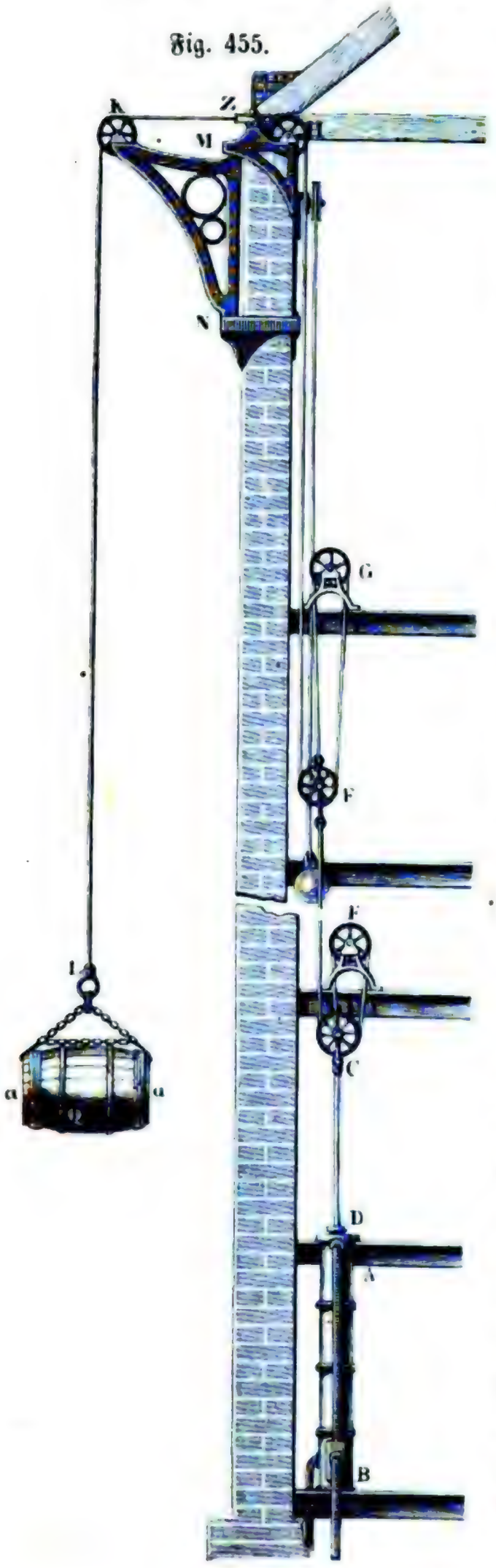
$$F = \frac{2bQ}{a(p_1 - p)} = \frac{8 \cdot 1500}{{}^1/_4\, p} = \frac{48000}{p} = \frac{48000}{15{,}1} = 3177 \text{ Quadratzoll},$$

und daher den entsprechenden Kolbendurchmesser:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 63{,}6 \text{ Zoll}.$$

Digitized by Google

Fig. 455.



Pneumatische Aufzüge.

Der Sicherheit und insbesondere der Kolbenreibung wegen, möchte aber der Durchmesser

$$d = 72 \text{ Zoll}$$

in Anwendung zu bringen sein. Ist die ganze Steighöhe der Last $h = 40$ Fuß und die Anzahl der Aufgänge pro Stunde $= 30$, so hat man die Nutzleistung des Aufzuges im Mittel pro Secunde:

$$L = \frac{30 \,.\, 1500 \,.\, 40}{60 \,.\, 60} = \frac{1500}{3}$$

$= 500$ Fußpfund.

Wenn man diesen Aufzug 10 Stunden lang arbeiten läßt, so hebt man ein Erz- und Kohlenquantum von $10 \,.\, 30 \,.\, 1500 = 450000$ Pfund, welches für zwei große Eisenhohöfen vollkommen ausreicht.

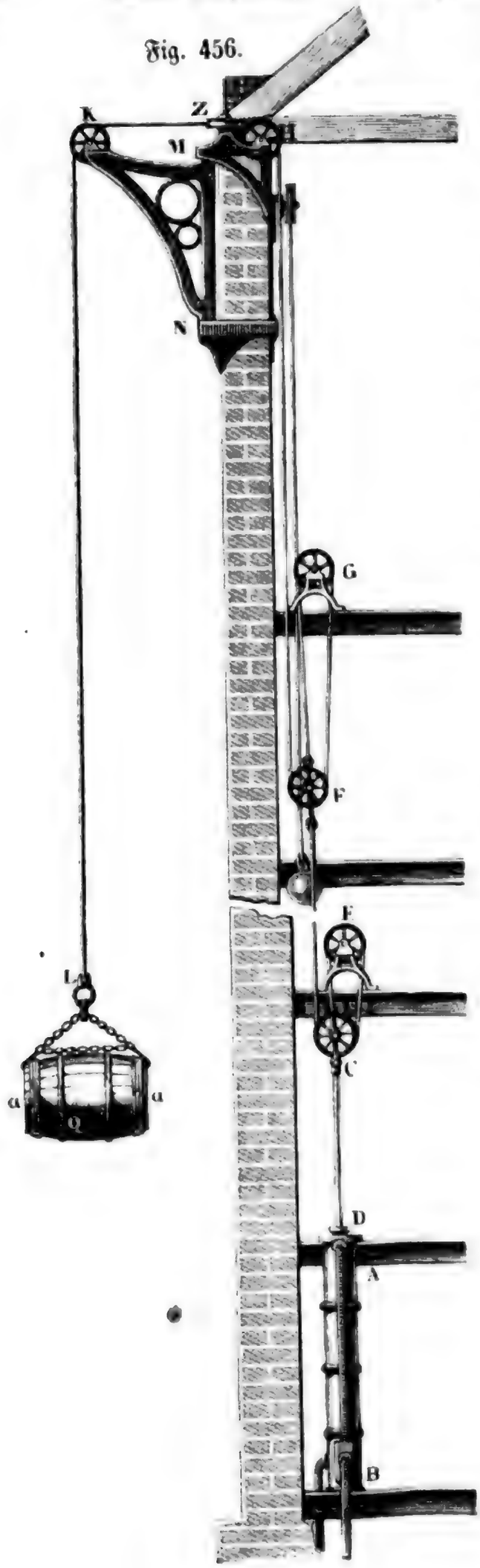
Wasserfäulenaufzug

§. 221. In neueren Zeiten wendet man, zumal in England, auch Wasserfäulenaufzüge an. Dieses sind Aufzüge, welche durch den Druck einer Wassersäule in Bewegung gesetzt werden. Einen solchen Aufzug, von Armstrong construirt, zeigt Figur 455. AB ist der Treibecylinder, in welchem durch den Druck des Wassers ein Kolben von oben nach unten getrieben wird. An diesem Kolben sitzt eine Stange CD fest, an deren Kopf nicht allein eine Rolle C, sondern auch das Ende eines Seiles befestigt ist. Dieses Seil ist zuerst um eine feste Leitrolle E, dann um die Rolle C am Kopfe der Kolbenstange geschlagen und geht von da aufwärts nach einer dritten Rolle

Digitized by Google

Waſſerſäulen-aufzug.

Fig. 456.



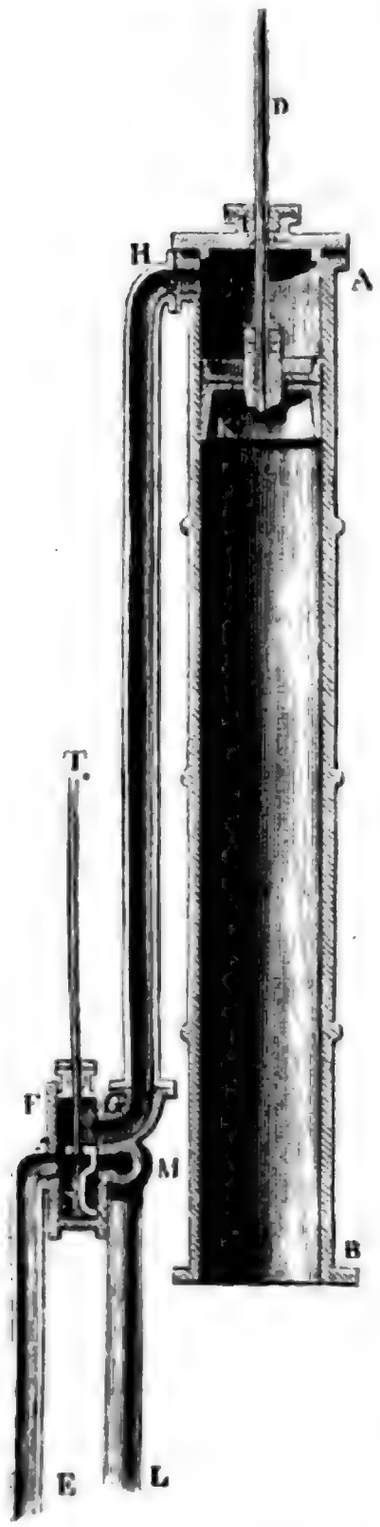
F, mit deren Axe es feſt verbunden iſt. Ein zweites Seil ſteigt zunächſt von der Axe der letzteren Rolle zu einer vierten Rolle G auf, geht von da wieder nach der Rolle F herab, und erhebt ſich nun bis unter das Dach des Waarenmagazins, für welches der Aufzug beſtimmt iſt. Hier führen es zunächſt zwei Leitrollen H und J nach der Armſpitze einer ſtehenden Welle MN, und von da wird es durch die Rolle K vertikal abwärts geleitet. Am Ende L des vertikal herabhängenden Seiles iſt endlich eine Kette angeſchloſſen, welche zwei Haken a, a trägt, womit die zu hebende Laſt Q erfaßt werden kann. Es hängt alſo hier die Kolbenſtange CD mittels der Rolle C an drei Seilen, und das eine von dieſen drei Seilen mittels der Rolle G wieder an drei Seilen; iſt folglich P die Kolbenkraft, ſo hat man die Spannung eines der drei Seile, welche die Rolle C tragen, $= \frac{P}{3}$, und die Spannung des Seiles $FHJKL$, an welchem die Laſt Q hängt, $= \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{3} = \frac{P}{9}$. Sehen wir von den Nebenhinderniſſen ab, ſo haben wir demnach $Q = \frac{P}{9}$, und umgekehrt, $P = 9Q$.

Setzen wir die Höhe der drückenden Wassersäule $= h$ und den Kolbenquerschnitt $= F$, so haben wir $P = Fh\gamma$, und folglich umgekehrt, die nöthige Kolbenfläche: Wassersäulenaufzug.

$$F = \frac{P}{h\gamma} = \frac{9Q}{h\gamma}.$$

Der erforderliche Kolbenweg s ist ein Neuntel der ganzen Förder- oder Steighöhe der Last Q.

Fig. 457.



Die Steuerung der Maschine, wodurch der Zutritt des Kraftwassers zum Treibecylinder abwechselnd hergestellt und aufgehoben werden kann, wird durch einen Schieber, wie bei einer Dampfmaschine, bewirkt. Man sieht in AB, Fig. 457, das Innere des Treibecylinders, in K den Treibekolben, und in KD die Treibekolbenstange. Es ist ferner S der Steuerschieber, EF das Eintritts-, GH das Communications- und LM das Austrittsrohr. Bei der abgebildeten Stellung des Steuerschiebers strömt das Kraftwasser auf dem Wege $EFGH$ nach dem Treibecylinder und nöthigt den Treibekolben K zum Niedergange. Hat man aber den Steuerschieber mittels seiner Stange ST hinreichend aufgezogen, so ist dem Kraftwasser der Weg nach G, und folglich auch nach dem Treibecylinder versperrt; dagegen kann während des nun eintretenden Kolbenaufganges das vorher wirksam gewesene Wasser auf dem Wege HG in die Steuerkammer zurück- und von da durch ML zum Ausgusse gelangen.

Um die Geschwindigkeit des Treibekolbenauf- und -niederganges mäßigen zu können, ist nun wie bei einer gewöhnlichen Wassersäulenmaschine, sowohl das Eintrittsrohr EF als auch das Austrittsrohr ML mit Hähnen oder Drosselventilen auszurüsten (s. II., §. 233); auch kann man, wenn die zu hebenden Waaren von sehr verschiedenem Gewichte sind, statt eines Treibecylinders, deren drei nebeneinander stehende anwenden, und nun je nach der Größe der Last entweder nur den Kolben des einen, oder den

Digitized by Google

Wasserſäulen-aufzug.

von zwei, oder den von allen drei Cylindern arbeiten laſſen. Der hier beſchriebene Aufzug nähert ſich inſofern ſchon mehr einem im Folgenden abzuhandelnden Krahne, als er nicht bloß zum Heben, ſondern auch zum Fortſchaffen in horizontaler Richtung eingerichtet iſt, da er noch eine Drehung um die vertikale Axe MN (Fig. 456) zuläßt, wodurch das Hereinſchaffen der Laſt Q in das Gebäude erleichtert wird.

Beiſpiel. Wenn bei dem in Fig. 456 abgebildeten Waſſerſäulenaufzuge die Kolbenreibung 15 und die hydrauliſchen Hinderniſſe 10 Procent der ganzen Waſſerkraft verzehren, und wenn ferner durch das Umlegen der Aufzugſeile um jede der ſieben Rollen C, E, F, G, H, J, K die Laſt um fünf Procent wächſt, welchen Querſchnitt erfordert der Treibekolben, um bei einem Gefälle h von 100 Fuß eine Laſt Q von 2000 Pfund emporzuheben?

Die erforderliche Spannung des Seiles FH iſt, da daſſelbe über drei Rollen H, J, K liegt:

$$S = (1{,}05)^3\, Q = 1{,}1576\ .\ Q.$$

Die Spannung des Seiles CF iſt, da ſie drei Seilſpannungen S, $1{,}05\,S$ und $(1{,}05)^2\,S$ das Gleichgewicht hält:

$$S_1 = [1 + 1{,}05 + (1{,}05)^2]\,S = (1 + 1{,}05 + 1{,}1025)\,S = 3{,}1525\,S$$
$$= 3{,}1525\ .\ 1{,}1576\,Q = 3{,}6494\,Q.$$

Die Stangenkraft iſt, da ſie ebenfalls drei Seilſpannungen das Gleichgewicht hält:

$$P = [1 + 1{,}05 + (1{,}05)^2]\,S_1 = 3{,}1525\,S_1 = 3{,}1525\ .\ 3{,}6494\,Q$$
$$= 11{,}504\,Q.$$

Auf der anderen Seite iſt aber auch

$$P = (1 - 0{,}15 - 0{,}10)\,Fh\gamma = 0{,}75\,Fh\gamma$$

zu ſetzen; es folgt daher der geſuchte Kolbenquerſchnitt

$$F = \frac{11{,}504\ Q}{0{,}75\,h\gamma},$$ oder $Q = 2000$, $h = 100$ und $\gamma = 66$ geſetzt,

$$F = \frac{11{,}504\ .\ 2000}{0{,}75\ .\ 100\ .\ 66} = 4{,}648 \text{ Quadratfuß},$$

und der entſprechende Kolbendurchmeſſer:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 2{,}433 \text{ Fuß} = 29{,}2 \text{ Zoll}.$$

Der Wirkungsgrad dieſes Aufzuges iſt allerdings nur:

$$\eta = \frac{9\,Qs}{Fsh\gamma} = \frac{9\,Q}{Fh\gamma} = \frac{9\ .\ 2000}{4{,}648\ .\ 100\ .\ 66} = \frac{30}{4{,}648\ .\ 11} = \frac{30}{51{,}13} = 0{,}5867.$$

Hangemaſchinen.

§. 222. Nicht ſelten kommt es auch vor, daß man größere Laſten nicht emporzuheben, ſondern niederzulaſſen hat. Damit dieſes Niederlaſſen ohne Beſchädigung der Laſt und Maſchine erfolge, muß daſſelbe möglichſt ſanft und gleichförmig vor ſich gehen, und es iſt deshalb die Ueberwucht der Laſt durch eine Gegenkraft aufzuheben. Dieſe Gegenkraft kann aber nicht in einem Gegengewichte oder einer anderen activen Kraft beſtehen, da dieſelbe nach dem Niederlaſſen der Laſt an die Stelle derſelben treten und folglich ebenſo wie dieſe eine Gegenkraft zu ihrer Vernichtung erfor-

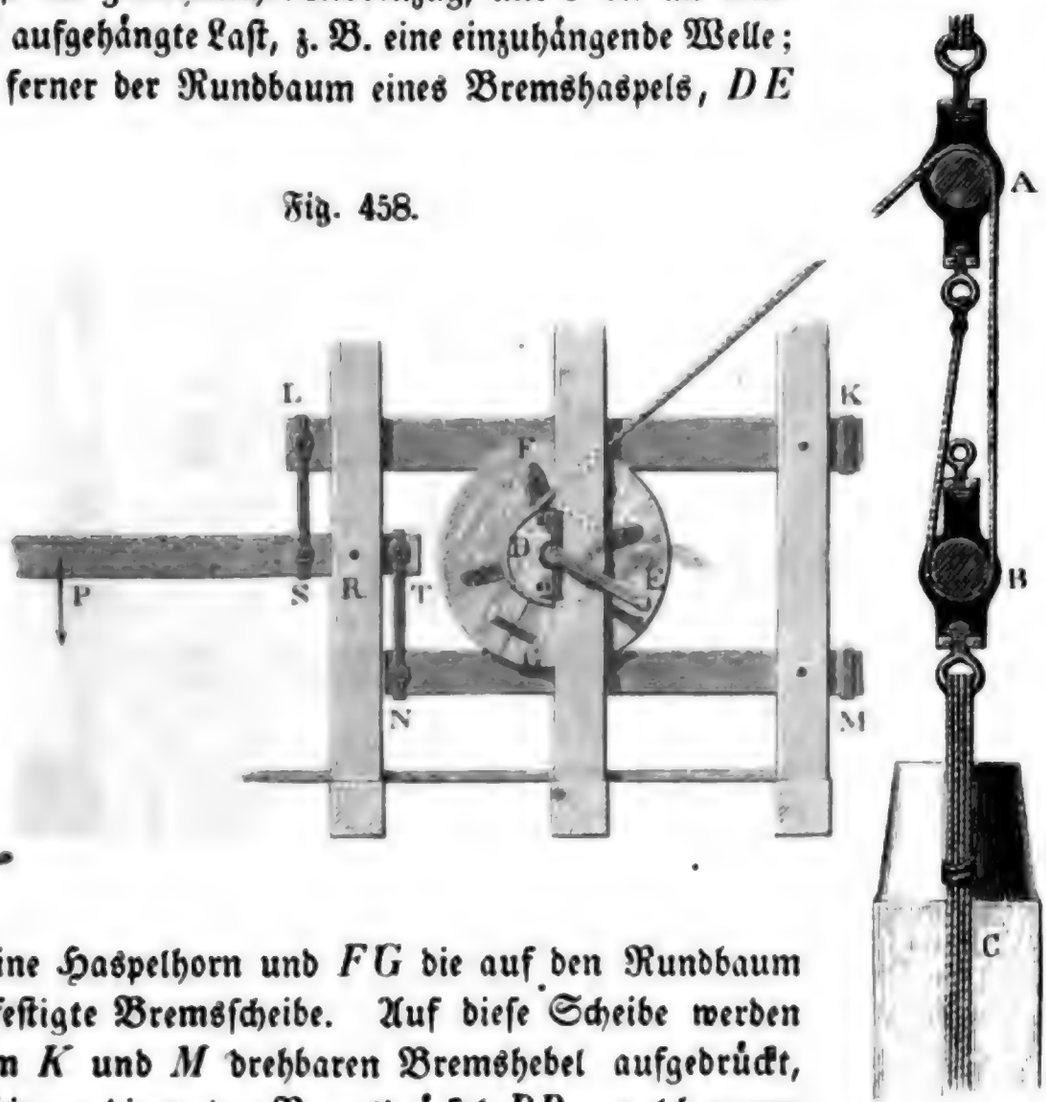
Digitized by Google

dern würde. Anders iſt es aber, wenn man dem beſchleunigten Niedergange der Laſt eine paſſive Kraft entgegenſetzt, da dieſe zu wirken aufhört, ſowie die Bewegung beendigt iſt. Es iſt deshalb ſtets auch nur ein Brems (ſ. III., §. 165), womit man das Niederlaſſen der Laſten regulirt. Hängemaſchinen.

Der Mechanismus zum Niederlaſſen der Laſten beſteht in der Regel der Hauptſache nach aus einer liegenden Welle mit einem Bremsrade oder einer Bremsſcheibe. Um dieſe Welle iſt das Seil geſchlungen, an welchem die Laſt hängt und welches ſich während des Niederlaſſens der Laſt allmälig abwickelt, wobei der Bremsdrückel auf das Bremsrad aufzudrücken iſt.

Einen ſolchen Bremshaspel, wie er hierorts zum Einhängen der Bau- und Maſchinenſtücke in Schächten angewendet wird, ſtellt Fig. 458 vor. *A B* iſt ein gewöhnlicher Klobenzug, und *C* die an demſelben aufgehängte Laſt, z. B. eine einzuhängende Welle; *D* iſt ferner der Rundbaum eines Bremshaspels, *D E*

Fig. 458.



das eine Haspelhorn und *F G* die auf den Rundbaum *D* befeſtigte Bremsſcheibe. Auf dieſe Scheibe werden die um *K* und *M* drehbaren Bremshebel aufgedrückt, und hierzu dient der Bremsdrückel *P R*, welcher um die feſte Axe *R* drehbar iſt. Während ein Arbeiter den Bremsdrückel niederdrückt, und dadurch das Gewicht der Laſt *C* aufhebt, dreht ein anderer Arbeiter die Kurbel *D E* langſam um, wobei ſich das auf dem Rundbaume *D* liegende Seil von demſelben abwickelt, und die Laſt *C* langſam niederſinkt.

Iſt *Q* die Laſt, und *n* die Anzahl der von *A* nach *B* geſpannten Seile,

Digitized by Google

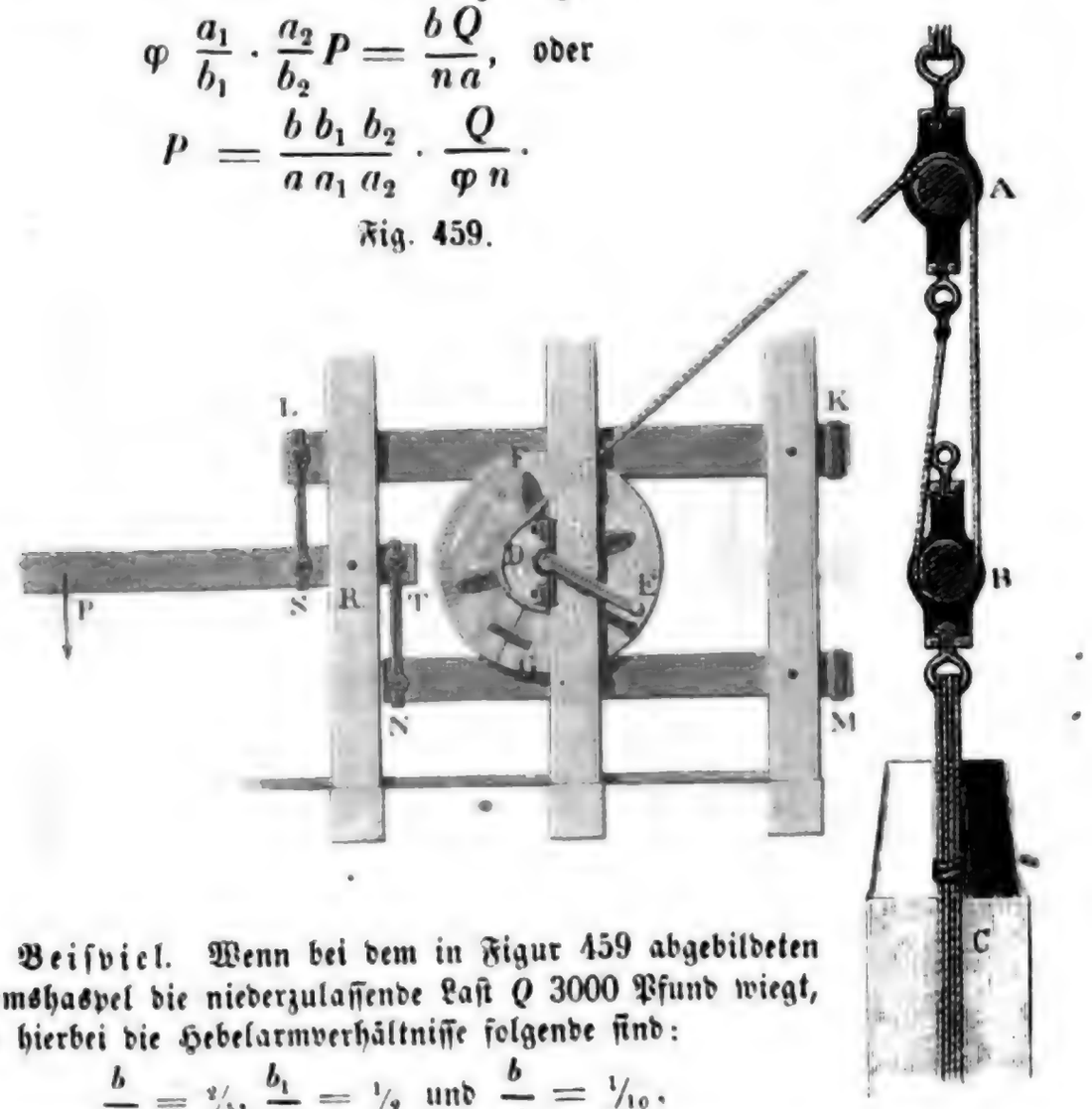
Hangemaſchinen.

ſo haben wir die Kraft am Umfange des Rundbaumes Q, $= \frac{Q}{n}$; iſt b der Halbmeſſer des Rundbaumes mit Einſchluß der halben Seilſtärke, und a der Halbmeſſer der Bremsſcheibe, ſo iſt die Kraft am Umfange der letzteren, $R = \frac{b}{a} Q_1 = \frac{b Q}{n a}$. Setzen wir dagegen die Bremskraft am Ende des Bremsdrückels $= P$, und die Kraftarme $\frac{KL + MN}{2} = a_1$ und $RP = a_2$, die Laſtarme $KF = MG = b_1$ und $RS = RT = b_2$, endlich den Coefficienten der Reibung am Umfange der Bremsſcheibe $= \varphi$. ſo haben wir auch $R = \varphi \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{a_2}{b_2} \cdot P$; es iſt folglich

$$\varphi \frac{a_1}{b_1} \cdot \frac{a_2}{b_2} P = \frac{b Q}{n a}, \text{ oder}$$

$$P = \frac{b\, b_1\, b_2}{a\, a_1\, a_2} \cdot \frac{Q}{\varphi\, n}.$$

Fig. 459.



Beiſpiel. Wenn bei dem in Figur 459 abgebildeten Bremshaspel die niederzulaſſende Laſt Q 3000 Pfund wiegt, und hierbei die Hebelarmverhältniſſe folgende ſind:

$$\frac{b}{a} = {}^2/_3,\ \frac{b_1}{a_1} = {}^1/_2 \text{ und } \frac{b}{a} = {}^1/_{10},$$

die Anzahl der geſpannten Seile des Klobenzuges AB, $n = 6$ iſt, und der Coefficient der Reibung am Umfange der Bremsſcheibe, $\varphi = 0{,}3$ angenommen wird, ſo hat man die nöthige Kraft am Bremsdrückel, ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe und auf die Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b}{a} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{Q}{\varphi\, n} = {}^1/_{10} \cdot {}^1/_2 \cdot {}^2/_3 \cdot \frac{3000}{0{,}3 \,.\, 6} = {}^1/_{30} \cdot \frac{10000}{6}$$

$$= \frac{200}{6} = 33\,{}^1/_3 \text{ Pfund.}$$

Digitized by Google

§. 223. Zu den Maſchinen zum Hängen oder Niederlaſſen von Laſten gehören auch die ſogenannten Drops, d. i. diejenigen Mechanismen, womit man in England die Wagen, welche auf einer Eiſenbahn zugefahren werden, ſammt ihrer Laſt herabläßt in die Kohlenſchiffe. Eine ſolche Hängemaſchine iſt in Fig. 460 abgebildet. AB iſt eine Schienenbahn, auf welcher ein Kohlenwagen, wie C, zugefahren wird; DE iſt ein um

Hange-maſchinen.

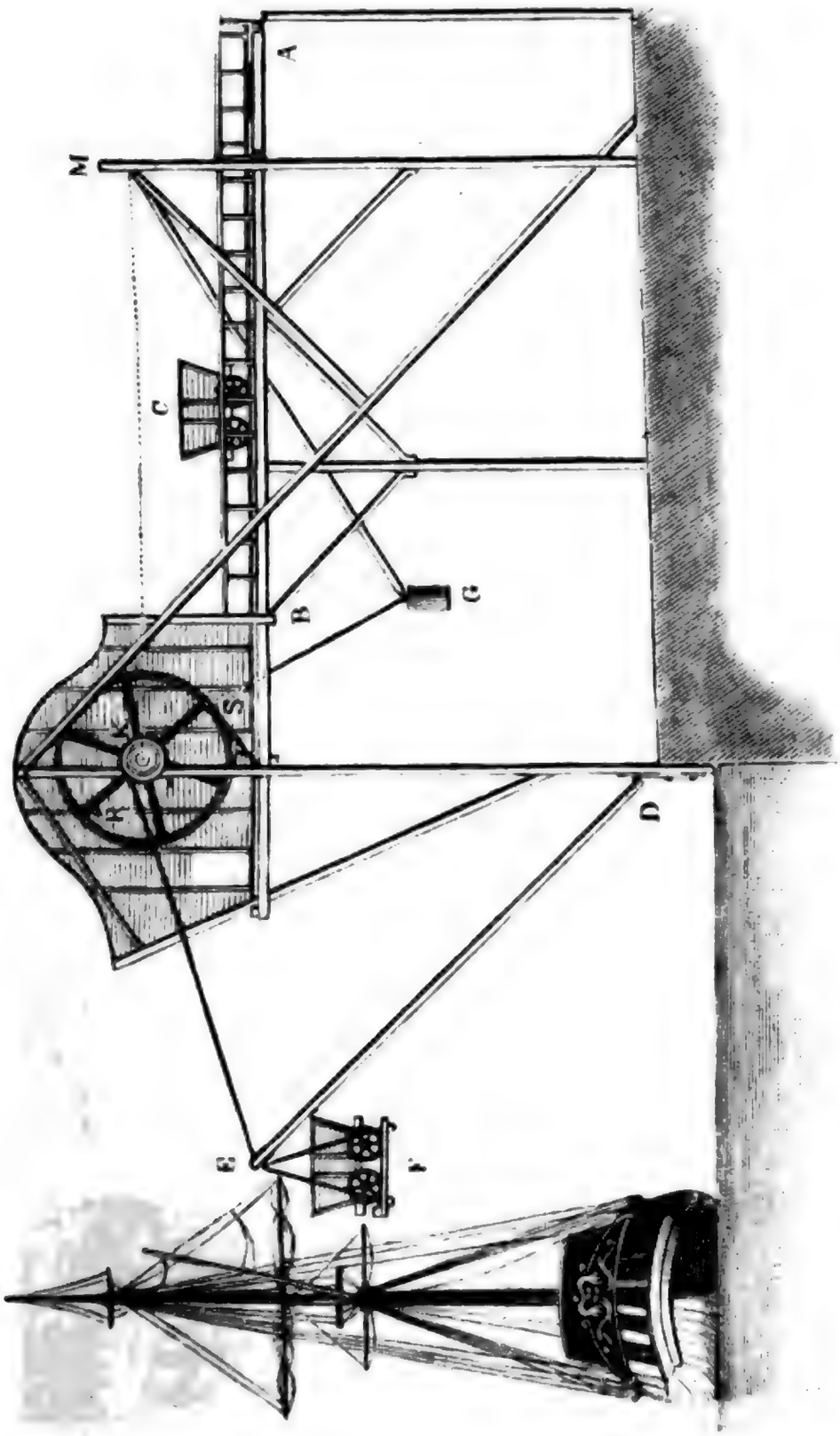


Fig. 460.

Hange-maschinen.

D drehbarer Hebel, an welchem eine Brücke oder Schaale *F* hängt, welche bei dem höchsten Stande des Hebels in die Fortsetzung der Bahn *AB* fällt, und einen Kohlenwagen aufnimmt. An dem Ende *E* des Hebels ist ein Seil *EK* angebracht, welches sich beim Niederlassen eines gefüllten Wagens bis zum Kohlenschiffe von der Welle *K* ab- und beim Aufziehen des leeren Wagens auf diese Welle aufwickelt. Um das Letztere ohne Hülfe

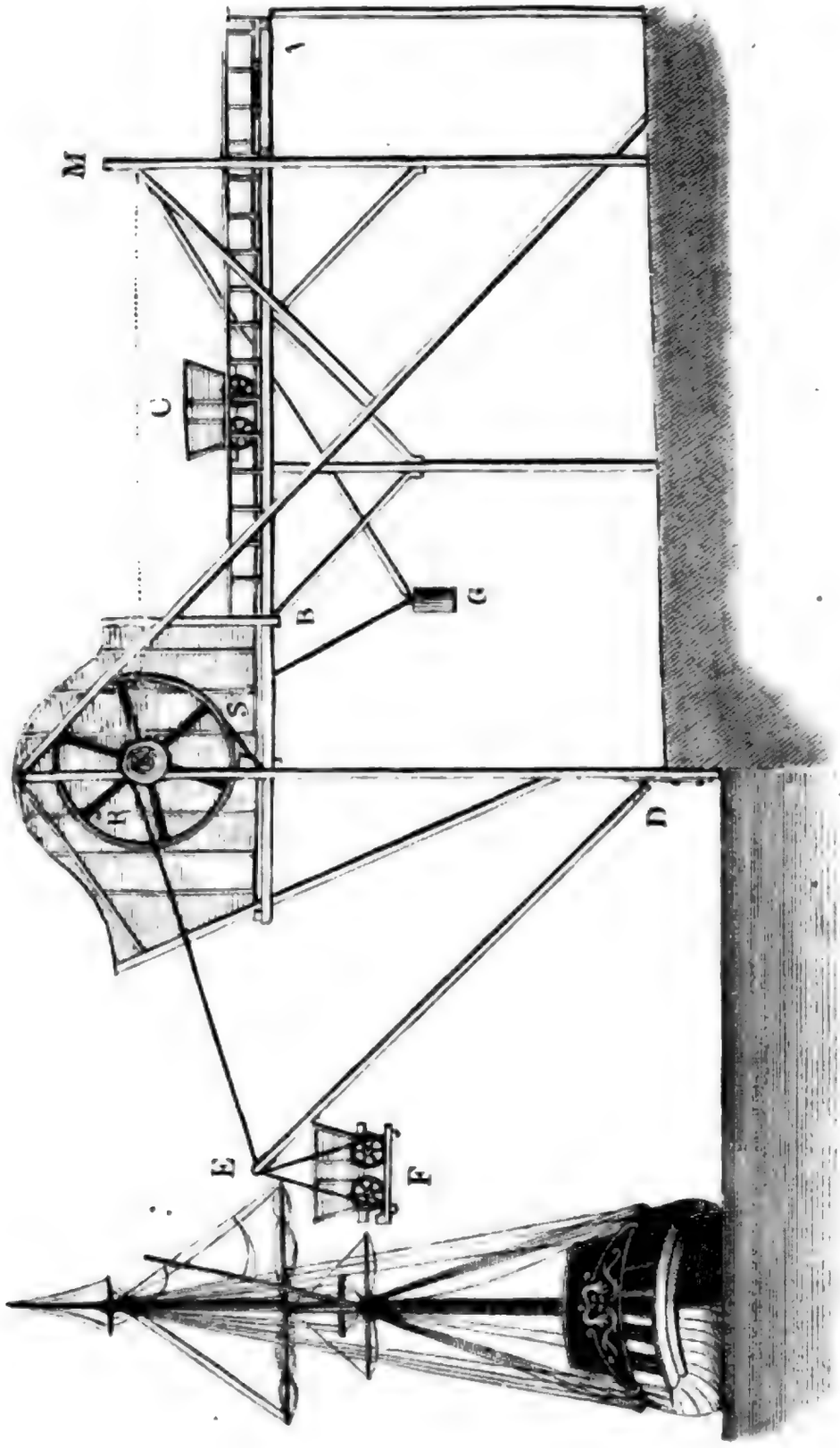


Fig. 461.

Digitized by Google

Hänge-maſchinen.

einer beſonderen Kraft bewirken zu können, iſt ein Gegengewicht G angebracht, welches einerſeits an einem um M drehbaren Hebel GM und andererſeits an einem Seile GK hängt, das ſich beim Niederlaſſen des Wagens auf die Welle K aufwickelt, und hierbei G emporhebt, und ſich dagegen beim Aufziehen der leeren Wagen durch G, von dieſer Welle wieder abwickelt. Damit ſowohl das Niederlaſſen des gefüllten als auch das Aufziehen des geleerten Wagens möglichſt gleichförmig und mit mäßiger Geſchwindigkeit erfolge, iſt noch auf der Welle K ein hohes Bremsrad RS befeſtigt, welches durch ein Bandbrems S (ſ. Fig. 347, Seite 335) gebremſt werden kann.

Bei der Anordnung und Conſtruction einer ſolchen Hängemaſchine kommt es nicht allein darauf an, daß das Gegengewicht ohne weitere Nachhülfe den leeren Wagen wieder emporhebe, ſondern daß auch die Kraft zum Bremſen, wodurch ſowohl dem beſchleunigten Niedergange des gefüllten, als auch dem beſchleunigten Aufgange des leeren Wagens entgegengewirkt wird, möglichſt klein und deshalb in dem einen Falle eben ſo groß ſei als in dem anderen Falle.

Nehmen wir an, daß die beiden Hebel DE und MG zugleich horizontal ſeien, wenn der Wagen ſeinen tiefſten Ort erreicht hat, und daß DE nahe $= DK$, ſowie MG nahe $= MK$ ſei. Iſt dann Q das Gewicht der abzuladenden Kohlen eines Wagens, und W das Gewicht des letzteren ſammt Schaale u. ſ. w., ſo haben wir die Kraft am Umfange der Welle, welche der Laſt $Q+W$ das Gleichgewicht hält, $\frac{Q+W}{\sin.45^0} = (Q+W)\sqrt{2}$; und da nun dieſer Kraft das Gegengewicht G entgegenwirkt, ſo hat man die Kraft, welche durch das Bremſen beim Niedergange des gefüllten Wagens aufzuheben iſt:

$$P = (Q+W)\sqrt{2} - G.$$

Dem leeren Wagen entſpricht hingegen nur die Kraft $W\sqrt{2}$ am Umfange der Welle K, und folglich iſt die Kraft, welche durch das Bremſen beim Aufgange des leeren Wagens zu verrichten iſt:

$$P = G - W\sqrt{2}.$$

Durch Gleichſetzen dieſer beiden Kräfte erhalten wir nun:

$$(Q+W)\sqrt{2} - G = G - W\sqrt{2},$$

und daher für die Größe des Gegengewichts, den Ausdruck:

$$1) \quad G = \frac{(Q+2W)\sqrt{2}}{2} = (Q+2W)\sqrt{\tfrac{1}{2}} = 0{,}7071\,(Q+2W).$$

Weicht beim höchſten Stande des Wagens der Hebel DE um den Winkel $EDK = \alpha$ von der Vertikalen und dagegen der Hebel MG um den Winkel $KMG = \beta$ von der Horizontalen ab, ſo haben wir für dieſen Stand:

Hange-maſchinen.

$$P = \frac{(Q+W)\,sin.\,\alpha}{cos.\,\frac{\alpha}{2}} - \frac{G\,cos.\,\beta}{cos.\,\frac{\beta}{2}},\quad \text{ſowie}$$

$$P = \frac{G\,cos.\,\beta}{cos.\,\frac{\beta}{2}} - \frac{W\,sin.\,\alpha}{cos.\,\frac{\alpha}{2}},\quad \text{und es iſt daher hiernach}$$

$$G = \frac{(Q+2W)\,sin.\,\alpha\,cos.\,\frac{\beta}{2}}{2\,cos\,\frac{\alpha}{2}\,cos.\,\beta} = \frac{(Q+2W)\,sin.\,\frac{\alpha}{2}\,cos.\,\frac{\beta}{2}}{cos.\,\beta}$$

zu nehmen.

Setzen wir nun dieſe beiden Ausdrücke für G einander gleich, ſo erhalten wir für die Abhängigkeit der Winkel α und β unter einander:

$$\frac{sin.\,\frac{\alpha}{2}\,cos.\,\frac{\beta}{2}}{cos.\,\beta} = \sqrt{1/2},\quad \text{woraus ſich}$$

2) $$cos.\,\frac{\beta}{2} = \frac{sin.\,\frac{\alpha}{2} + \sqrt{4 + \left(sin.\,\frac{\alpha}{2}\right)^2}}{2\sqrt{2}}\quad \text{ergiebt.}$$

Da bei Umdrehung der Welle K das ſich einerſeits abwickelnde Seilſtück dem ſich andererſeits aufwickelnden Seilſtücke an Länge gleich ſein muß, ſo hat man noch

$$GK = DE\,.\,\sqrt{2} - EK,$$

d. i., wenn man die Armlänge DE durch a und die Armlänge MG durch b bezeichnet,

$$2b\,sin.\,\frac{\beta}{2} = a\sqrt{2} - 2a\,sin.\,\frac{\alpha}{2},$$

und daher iſt das erforderliche Armlängenverhältniß:

3) $$\frac{b}{a} = \frac{\sqrt{1/2} - sin.\,\frac{\alpha}{2}}{sin.\,\frac{\beta}{2}}.$$

Wenn nun auch hiernach die Bremskraft am Anfange und am Ende des Niederlaſſens des vollen und des Aufziehens des leeren Wagens dieſelbe iſt, ſo folgt daraus noch nicht, daß ſich die Kraft auch während des Niederlaſſens und Aufziehens gleich bleibe.

Beiſpiel. Wenn bei einer Hängemaſchine, wie in Figur 461, die Laſt $Q = 1600$ und der Wagen $W = 600$ Pfund ſchwer iſt, ſo hat man die Größe des erforderlichen Gegengewichtes

$$G = 0{,}7071\,(Q+2W) = 0{,}7071\,.\,2800 = 1980\ \text{Pfund},$$

Digitized by Google

und daher die erforderliche Gegenkraft am Umfange der Welle: Hanae-maschinen.

$$P = (Q + W)\sqrt{2} - G = G - W\sqrt{2} = 1132 \text{ Pfund.}$$

Ist nun der Durchmesser des Bremsrades sechs Mal so groß als der der Welle, so hat man diese Kraft, auf den Umfang dieses Rades reducirt:

$$F = \frac{1132}{6} = 189 \text{ Pfund.}$$

Bedeckt der Bremsgurt fünf Sechstel des Radumfanges, ist der Kraftarm des Bremsdrückels acht Mal so lang als der Lastarm, und nimmt man den Reibungscoefficienten des Bremses $\varphi = 0{,}3$ an, so hat man nach §. 171 die erforderliche Bremskraft:

$$K = \frac{e^{\varphi\beta} + 1}{e^{\varphi\beta} - 1} \cdot \frac{b}{a} F, \text{ da } \varphi\beta = 0{,}3 \cdot \tfrac{5}{6} \cdot \pi = 0{,}7854,$$

folglich, da $e^{\varphi\beta} = 2{,}71828^{0{,}7854} = 2{,}193$ ist,

$$K = \frac{3{,}193}{1{,}193} \cdot \frac{189}{8} = 63{,}2 \text{ Pfund.}$$

Weicht der Hebel DE bei seinem höchsten Stande noch $\alpha = 20$ Grad von der Vertikalen ab, so hat man für den größten Neigungswinkel β des Schwengels MG gegen den Horizont, da $\sin. \frac{\alpha}{2} = \sin. 10^\circ = 0{,}1736$, folglich $\left(\sin. \frac{\alpha}{2}\right)^2 = 0{,}03013$ ist,

$$\cos. \frac{\beta}{2} = \frac{0{,}1736 + \sqrt{4{,}03013}}{2\sqrt{2}} = \frac{1{,}0905}{\sqrt{2}} = 0{,}7713,$$

daher $\frac{\beta}{2} = 39^\circ, 32'$, folglich $\beta = 79^\circ, 4'$, und endlich das Armlängenverhältniß:

$$\frac{b}{a} = \frac{0{,}7071 - \sin. \frac{\alpha}{2}}{\sin. \frac{\beta}{2}} = \frac{0{,}7071 - 0{,}1736}{0{,}6365} = 0{,}8382.$$

Ist die Last $h = 40$ Fuß hoch herabzulassen, so hat man die Länge des Hebels DE:

$$a = \frac{h}{\cos. \alpha} = \frac{40}{\cos. 20^\circ} = 42{,}56 \text{ Fuß, und die des Hebels } MG:$$

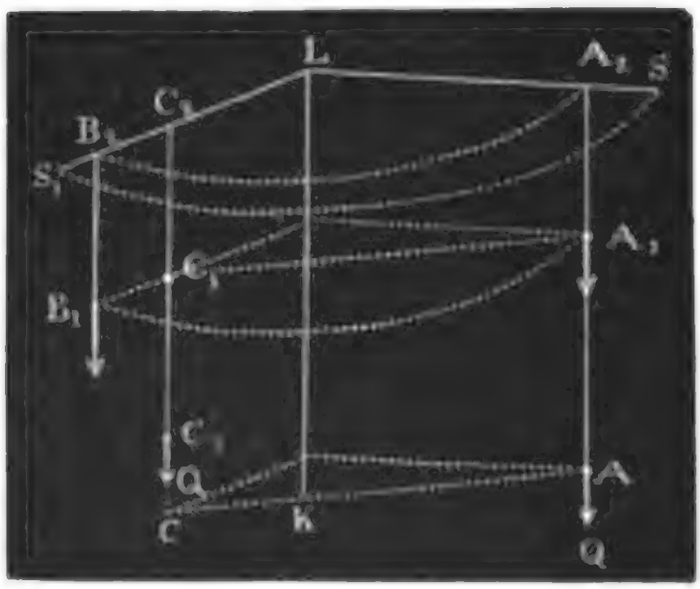
$$b = 0{,}8382 \cdot 42{,}56 = 35{,}68 \text{ Fuß.}$$

§. 224. Die Krahne oder Kraniche (franz. grues, engl. cranes) sind die vorzüglichsten Hülfsmittel, um größere Lasten auf kleineren Wegen in horizontaler und in vertikaler Richtung fortzuschaffen; man findet sie deshalb auch vorzüglich in Schiffswerften, Waarenmagazinen, technischen Werkstätten und auf Bauplätzen angewendet. Der Haupttheil eines Krahnes besteht in einer stehenden Welle, durch deren Umdrehung das Fortschaffen der Lasten in horizontaler Richtung erfolgt. Um außerdem noch die Last zu heben oder niederzulassen, ist mit dieser stehenden Welle noch eine liegende Radwelle verbunden, auf welche die Kette oder das Seil zu liegen kommt, woran die Last hängt. Die horizontale Bewegung Krahne

Digitized by Google

Krahne. der Laſt erfolgt in einem Kreiſe, der natürlich um ſo größer ausfällt, je länger der Arm oder der ſogenannte Schnabel (franz. la volée, engl. the gib or neck) des Krahnes, d. i. je entfernter der Aufhängepunkt der Laſt von der Axe der ſtehenden Welle iſt. Iſt daher, wie bei den meiſten Krahnen, dieſer Aufhängepunkt am Armende feſt, ſo kann man die Laſt durch Umdrehung des Krahnes nicht nach jedem beliebigen Punkte horizontal fortſchaffen. Um dies zu können, iſt vielmehr noch eine veränderliche Schnabellänge, oder wenigſtens eine Beweglichkeit des Aufhängepunktes der Laſt längs des Schnabels nöthig. Krahne mit dieſer beſonderen Einrichtung werden vorzüglich in Gießereien zur Bewegung der großen Formkäſten, Modelle und Gußſtücke angewendet. Wie durch einen ſolchen Krahn eine Laſt Q von jedem beliebigen Punkte A nach jedem beliebigen Punkte B in der nächſten Umgebung deſſelben gebracht werden kann, iſt aus Figur 462 zu erſehen, wo KL die ſtehende Welle und LS den Schnabel des Krahnes vorſtellt. Zunächſt wird der Schnabel durch Drehung der Welle KL über den Ort A der Laſt Q gebracht, der Aufhängepunkt A_2 derſelben über A geſtellt, und A mit A_2 durch eine Kette in Verbindung geſetzt. Dann wird die Laſt mit Hülfe der liegenden Welle nach A_1, d. i. ſo hoch emporgehoben, als es nöthig iſt, um ſie ungehindert horizontal fortſchaffen zu können; darauf dreht man wieder KL ſo weit um, daß der Schnabel in die Lage LS_1 ſenkrecht über den Ort C_3 zu ſtehen kommt, wohin die Laſt Q gebracht werden ſoll, ſchiebt den nun nach B_1 gekommenen Aufhängepunkt der Laſt längs des Schnabels nach C_1 über den gegebenen Ort C_3, und läßt endlich die Laſt in C_1 herab nach dieſem Orte C_3. Man hat auf dieſe Weiſe die Laſt Q im Ganzen um einen horizontalen Weg $AC = A_1C_1$ fortbewegt und um eine gewiſſe Höhe CC_3 ſenkrecht gehoben. Bei den gewöhnlichen Krahnen, welche eine Verſchiebung des Aufhängepunktes der Laſt längs des Schnabels nicht geſtatten, kann die horizontale Verrückung AC der Laſt nicht jede beliebige Größe und Richtung erhalten, da ſie die Sehne $s = 2r \sin. \frac{\beta}{2}$ eines Kreisbogens bildet, deſſen Halbmeſſer r die

Fig. 462.



Digitized by Google

Schnabellänge und Centriwinkel β der Umdrehungswinkel der ſtehenden Welle iſt. Krahne.

Die Bewegung der Krahne, und insbeſondere auch das Aufziehen und Niederlaſſen der Laſten mit Hülfe der an denſelben angebrachten horizontalen Radwelle, erfolgt ſehr gewöhnlich durch die menſchliche Kraft; in neueren Zeiten bedient man ſich hierzu jedoch auch der Waſſer- und Dampfkraft. In dieſen Fällen hat man es mit ſogenannten Waſſerſäulenkrahnen und Dampfkrahnen zu thun.

§. 225. Ein aus Holz und Eiſen zuſammengeſetzter Krahn mit unveränderlicher Schnabellänge, vom Herrn Cavé und für den Hafen zu Breſt conſtruirt, iſt in Fig. 463 u. Fig. 464 abgebildet. Es iſt hier PP die gußeiſerne ſtehende Welle, Q der Zapfen oder Stift, und R der abgedrehte Hals derſelben; es iſt ferner TU der im Kopfe dieſer Welle feſtſitzende hölzerne Schnabel und V die ebenfalls hölzerne Strebe deſſelben; endlich iſt U eine Leitrolle, W eine an dieſer hängende Kraftrolle und X ein an

Fig. 463.

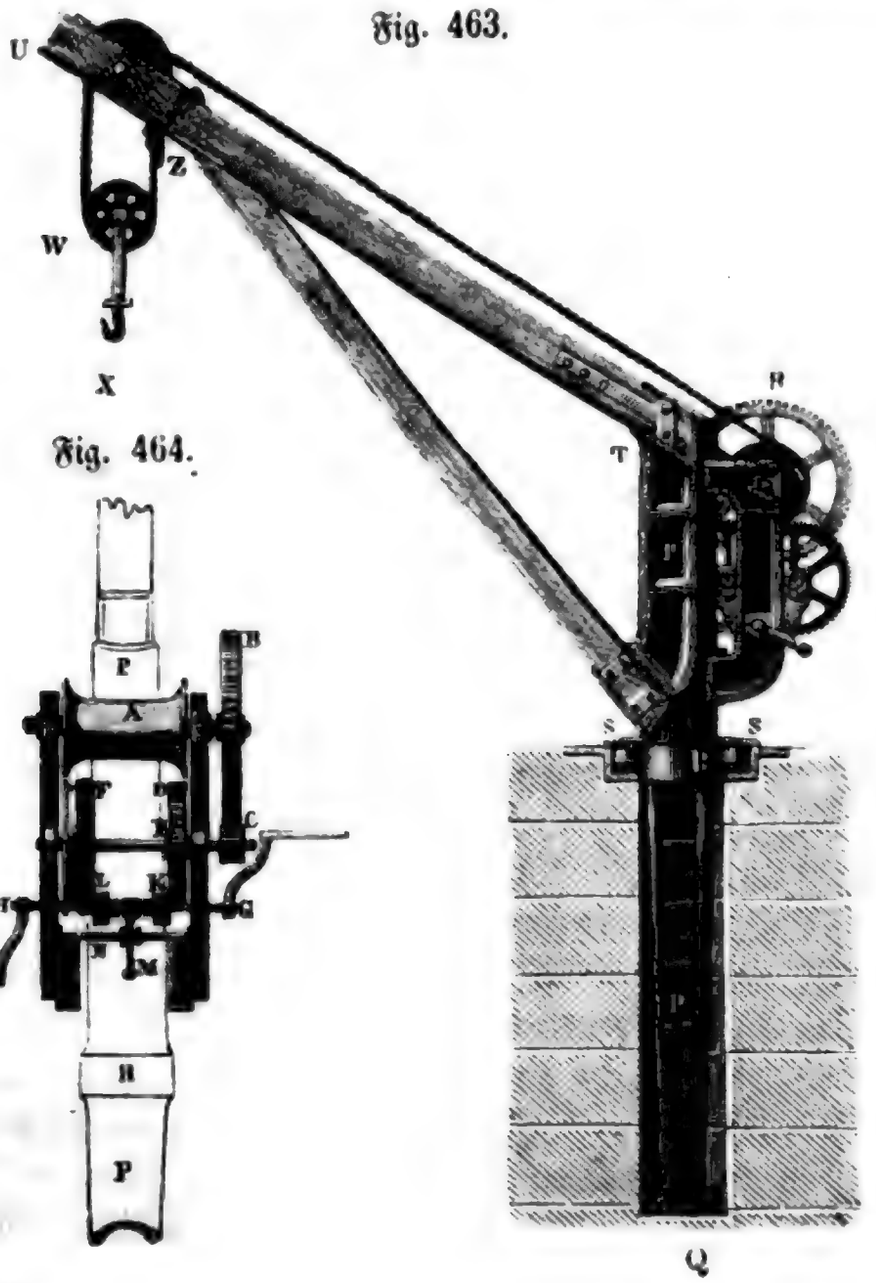
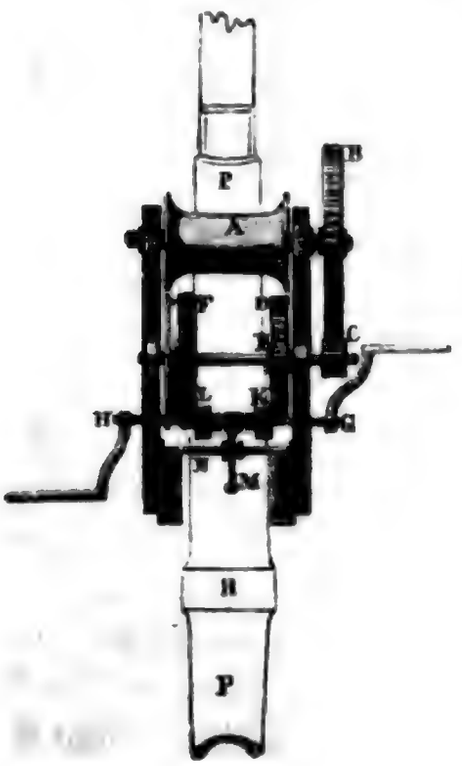


Fig. 464.



Krahne. der Axe der letzteren hängender Haken zum Erfassen der Last. Das Seil, welches um beide Rollen liegt, ist mit einem Ende Z an dem Schnabel-

Fig. 465.

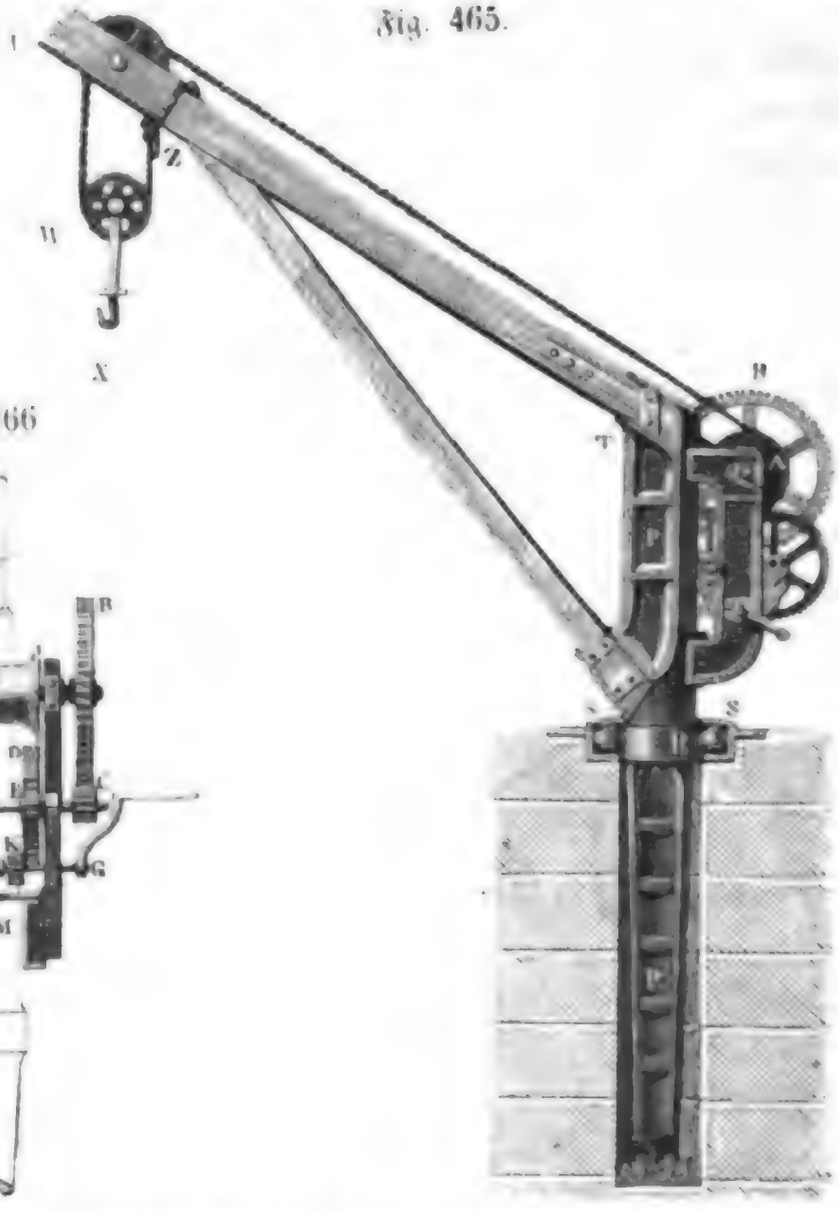
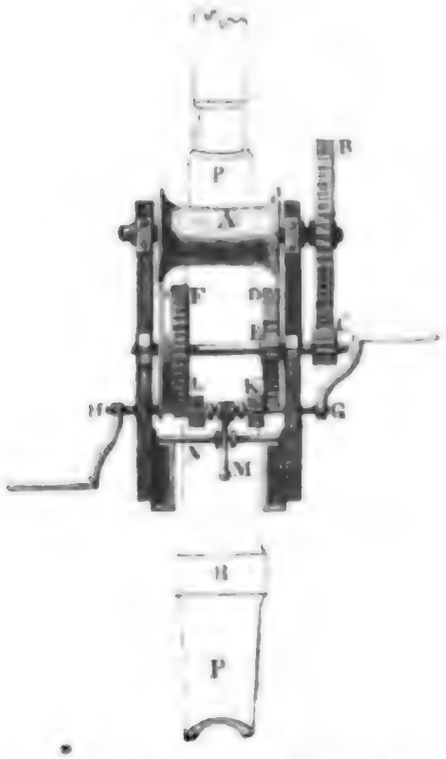


Fig. 466



ende befestigt, und wickelt sich mit dem anderen Ende um eine Trommel oder Welle A auf. Auf dieser Welle sitzt ein Zahnrad B von 66 Zähnen fest, welches durch ein kleineres Zahnrad C von 11 Zähnen in Umdrehung gesetzt werden kann; und auf der Welle dieses Triebrades C befindet sich ein anderes größeres Zahnrad D mit 54 Zähnen, welches durch ein kleines Zahnrad K auf der Kurbelwelle GH in Umdrehung gesetzt werden kann. Bei dieser Anordnung kommen auf jede Umdrehung der Welle A, $^{66}/_{11} = 6$ Umdrehungen der Welle von C und D, und $6 \,.\, ^{54}/_{9} = 36$ Umdrehungen der Kurbelwelle. Fordert man aber noch ein stärkeres Umsetzungsverhältniß, so muß man außerdem noch von einer Radwelle EF Gebrauch machen, welche aus einem kleineren Zahnrade E von 9 und einem größeren Zahnrade F von 54 Zähnen besteht. Während das erstere statt K in das Zahnrad D eingreift, kommt F mit einem zweiten Getriebrädchen L auf der Kurbelwelle GH mit ebenfalls 9 Zähnen, zum Eingriff.

Digitized by Google

Bei dieſer Umſetzung, wo alſo D nicht unmittelbar mit der Kurbelwelle in Verbindung iſt, macht die Welle von EF. 36 und folglich die Kurbelwelle, $36 \cdot {}^{54}/_{9} = 216$ Umdrehungen, während die Trommel A einmal umläuft. Um mit Bequemlichkeit nach Bedürfniß das eine oder das andere Umſetzungsverhältniß anwenden zu können, macht man die Triebräder K und L auf der Kurbelwelle GH verſchiebbar, und ſetzt zu dieſem Zwecke beide Räder auf einen gemeinſchaftlichen Muff, welcher die Axe GH umſchließt und in der Mitte drei Hülſen hat, in welche ſich das hakenförmige Ende einer Falle oder eines Hebels einlegen läßt, der um eine feſte Axe N drehbar und mit einem Gegengewichte M verſehen iſt. Je nachdem nun das Triebrad K in das Getriebrad D, oder das Triebrad L in das Getriebrad F eingreift, kommt dieſe Welle entweder in den linken oder in den rechten Halsring des Muffes zwiſchen K und L zu liegen, und ſoll endlich gar keins dieſer Räder zum Eingriff kommen, alſo das übrige Räderwerk ſammt der Laſt von der Kurbelwelle unabhängig gemacht werden, ſo muß ſich, wie in der Figur vor Augen geführt wird, die Falle in den mittleren Halsring einlegen. Dieſes iſt allemal nöthig, wenn es darauf ankommt, die Kraftrolle W mit dem Haken herabzulaſſen und mit demſelben eine neue Laſt zu erfaſſen.

Die excentriſche Aufhängung der Laſt macht, daß die ſtehende Welle PQ des Krahnes ein bedeutendes Beſtreben zum Umſtürzen oder Umdrehen um eine horizontale Axe hat, und deshalb mit ſeinem Halſe R einen anſehnlichen Seitendruck gegen die Führung SS ausübt. Iſt G die Laſt am Haken W des Krahnes, l der Abſtand PQ des Halſes R vom Zapfen Q des Krahnes, und a der Normalabſtand des Aufhängepunktes der Laſt von der Axe PQ, ſo hat man dieſen Seitendruck in dem Halslager

$$R = \frac{a}{l}\, G.$$

Es wächſt alſo dieſer Seitendruck nicht allein wie die Länge des Schnabels, ſondern auch umgekehrt wie der Abſtand des Halſes vom Zapfen der ſtehende Welle; und es iſt daher beſonders darauf zu ſehen, daß der letztere nicht zu klein ausfalle.

Fig. 467.

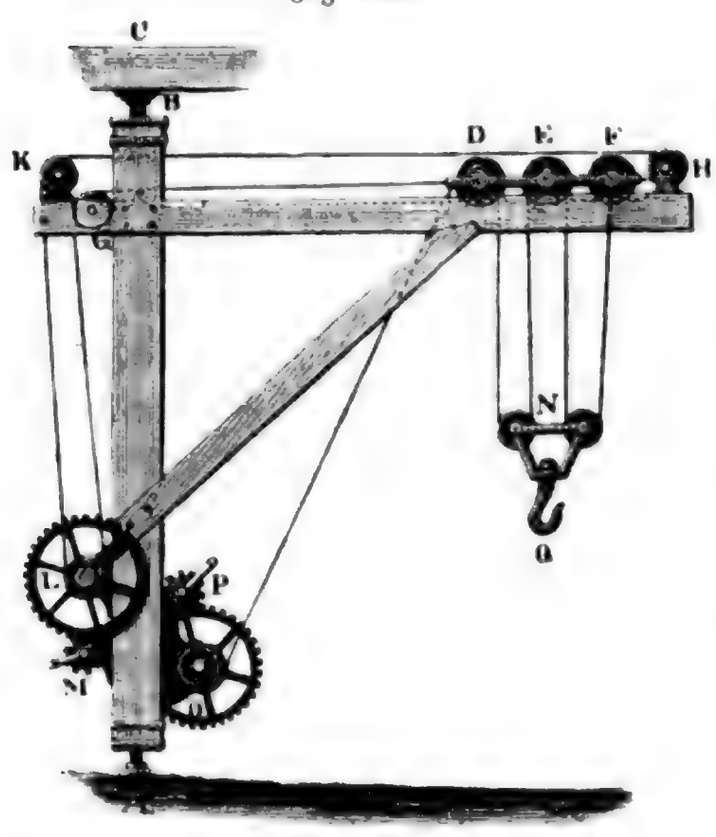
Um die aus dem Seitendruck R des Halſes der ſtehenden Welle hervorgehenden Seitenreibung möglichſt herabzuziehen, umgiebt man noch dieſen Hals mit Friktionsrollen (franz. galets, engl. frictionrollers), wie S, S, S, Fig. 467, welche ſich bei der

Krahne. Umdrehung des Krahnes auf der Innenfläche eines cylindrischen Gehäuses aus Gußeisen fortwälzen. Um diese Walzen in gehörigem Abstande von einander zu erhalten, sind dieselben mit Axen versehen und mit zwei Halsringen umgeben, durch welche diese Axen hindurchgehen; und um auch die Reibung des untersten Halsringes auf seiner Grundfläche in eine rollende zu verwandeln, sind noch vertikale Rollen S_1, S_1, S_1 angebracht, welche sich gegen die Grundfläche des cylindrischen Gehäuses im Mauerwerke des Krahnes stützen.

§. 226. Steht ein Krahn innerhalb eines Gebäudes, so kann man denselben oben durch das Gebäude stützen, und ihm deshalb anstatt des Halses mit einem Zapfen am oberen Ende der stehenden Welle ausrüsten, wodurch, dem Obigen zu Folge, der Seitendruck möglichst herabgezogen wird, und folglich auch die Seitenreibung, welche sich der Umdrehung des Krahnes entgegensetzt, kleiner ausfällt als bei dem Krahne in Figur 465.

Krahne dieser Art sind in den Figuren 468 und 469 abgebildet. Bei beiden Krahnen ist A der untere Zapfen oder Stift, B der obere Zapfen und C der Balken, an welchem das Lager der letzteren sitzt. Diese beiden Krahne sind auch mit den Mechanismen zur Veränderung des Abstandes der Last von der Axe der stehenden Welle $A\,B$ ausgerüstet. Bei dem ersten Krahne besteht dieser Mechanismus aus einem sechsrädrigen Wagen DEF, an welchem die auf- und niederzulassende Last angehängt wird und welcher mittels einer Schnur ohne Ende auf dem aus doppelten Bohlen bestehenden Schnabel $G\,H$ hin- und zurückgezogen werden kann. Um diese Bewegung der Last bequem von unten bewirken zu können, ist das Seil ohne Ende über die Leitrollen G, H, K und um die Trommel L am Fuße des Krahnes gelegt, und auf dieser Trommel ein größeres Zahnrad befestigt, welches mittels eines kleinen Triebrädchens durch eine Kurbel M in Umdrehung gesetzt werden kann.

Fig. 468.

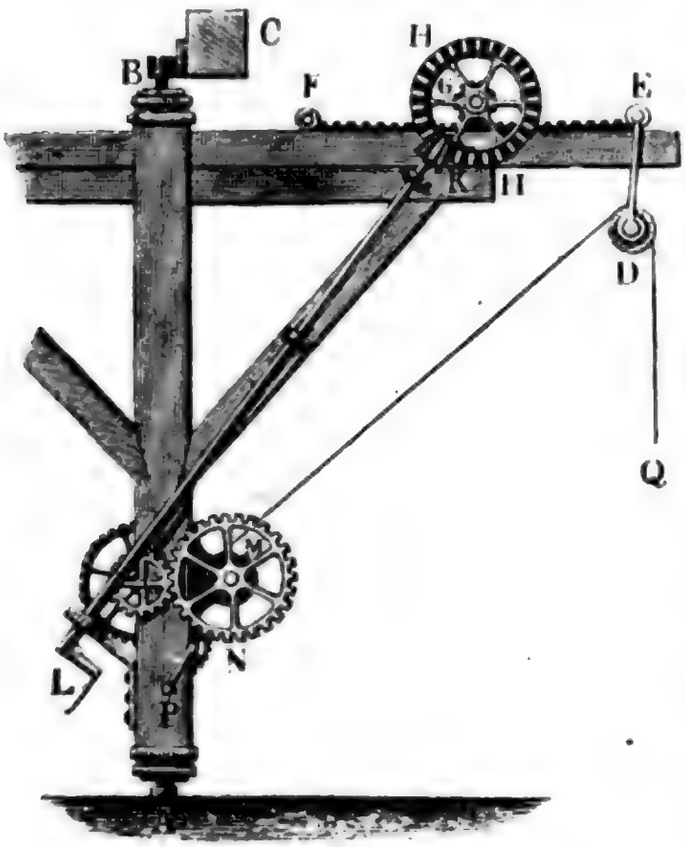


Digitized by Google

Das Seil, wodurch die Laſt aufgezogen und niedergelaſſen wird, läuft einerſeits über ein einen vierſeiligen Flaſchenzug bildendes Rollenſyſtem *DNENF*, wodurch die Kraft zur Ueberwindung der Laſt vierfach vermindert wird, und liegt andererſeits auf einer Trommel *O*, welche mittels eines gewöhnlichen Zahnräderwerkes durch eine Kurbel *P* in Bewegung geſetzt werden kann. Krahne.

Bei dem Krahne in Figur 469 iſt die Leitrolle *D*, um welche ſich die die Laſt *Q* tragende Zugkette legt, durch ein Gelenk *DE* mit einer gezahnten Stange *EF* verbunden, die ſich mittels eines Zahnrädchens *G* auf der oberen Seite des Krahnſchnabels hin- und zurückſchieben läßt. Um dieſe Verſchiebung ohne große Kraftanſtrengung von unten aus bewirken zu können, iſt auf der Welle des kleinen Triebrädchens *G* noch ein größeres Winkelrad *HH* befeſtigt, in welches ein kleines coniſches Triebrad *K* eingreift, das am Ende einer nach dem Fuße des Krahnes herabgehenden und in eine Kurbel *L* auslaufenden Welle *KL* feſtſitzt. Leicht iſt zu ermeſſen, wie durch Umdrehung dieſer Kurbel die gezahnte Stange *EF* ſammt der an ihr hängenden Laſt *Q* auf dem Schnabel des Krahnes radial aus- oder einwärts bewegt werden kann. Das Zugſeil oder die Aufziehkette wickelt ſich wie gewöhnlich um eine Trommel *M*, die mittels eines Zahnräderwerkes *N* und einer Kurbel *P* durch die menſchliche Hand in Umdrehung geſetzt werden kann.

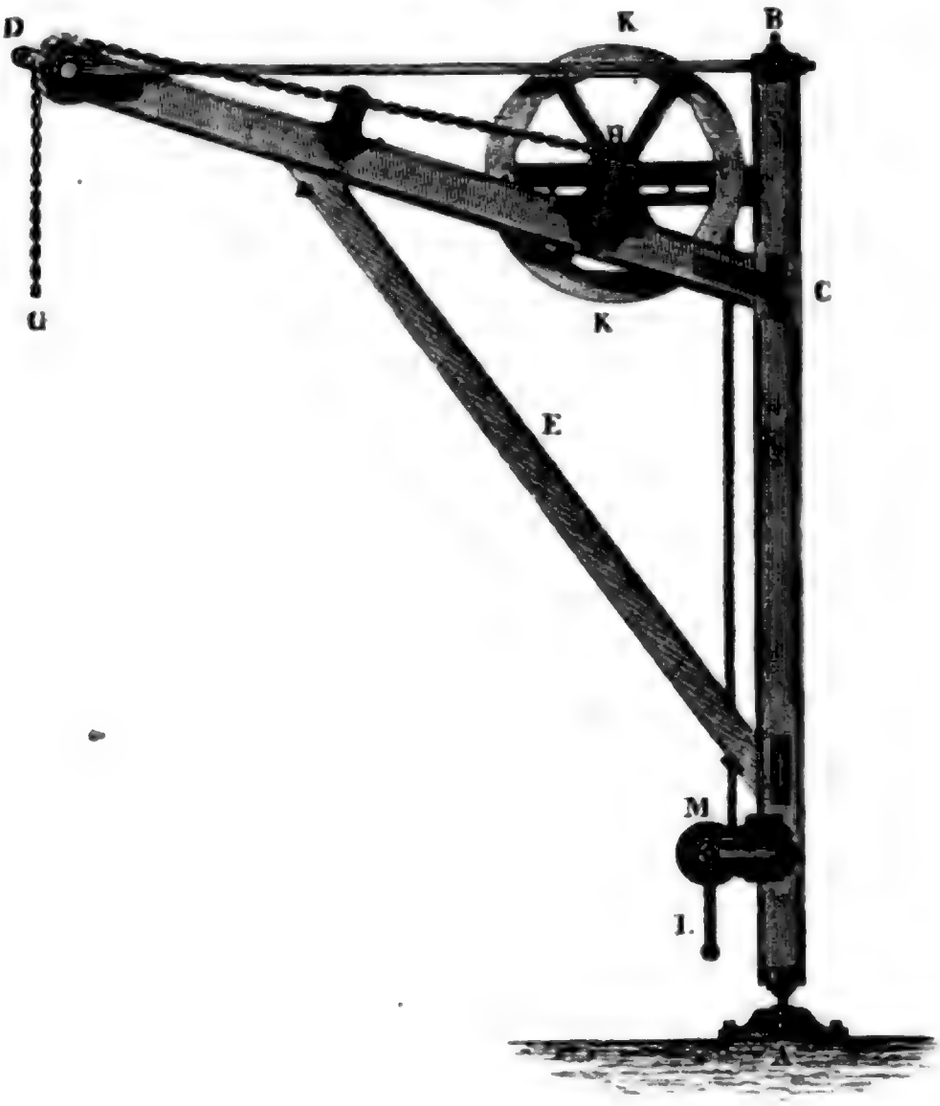
Fig. 469.



Bei den engliſchen Eiſenbahnen wendet man zum Auf- und Abladen der Güter einfache Krahne mit einfachem Vorgelege ohne Zahnräder an, deren Einrichtung aus der Abbildung in Figur 470 (auf folgender Seite) zu erſehen iſt. Es iſt hier der Schnabel *CD* nicht allein durch eine Strebe *E*, ſondern auch durch ſchmiedeeiſerne Zugſtangen *BD* unterſtützt. Die Kette *GDH* zum Aufziehen der Laſt legt ſich um eine Trommel *H*, welche mit einer hohen Scheibe *KK* auf einer und derſelben Welle feſt-

Krahne. sitzt. Die letztere hat an ihrem Umfange eine tiefe Spur, in welche sich ein Seil legen läßt, dessen Ende sich während der Umdrehung der Kurbel *L* um die Trommel *M* wickelt. Mit *M* ist noch eine Frictionsscheibe ver-

Fig. 470.



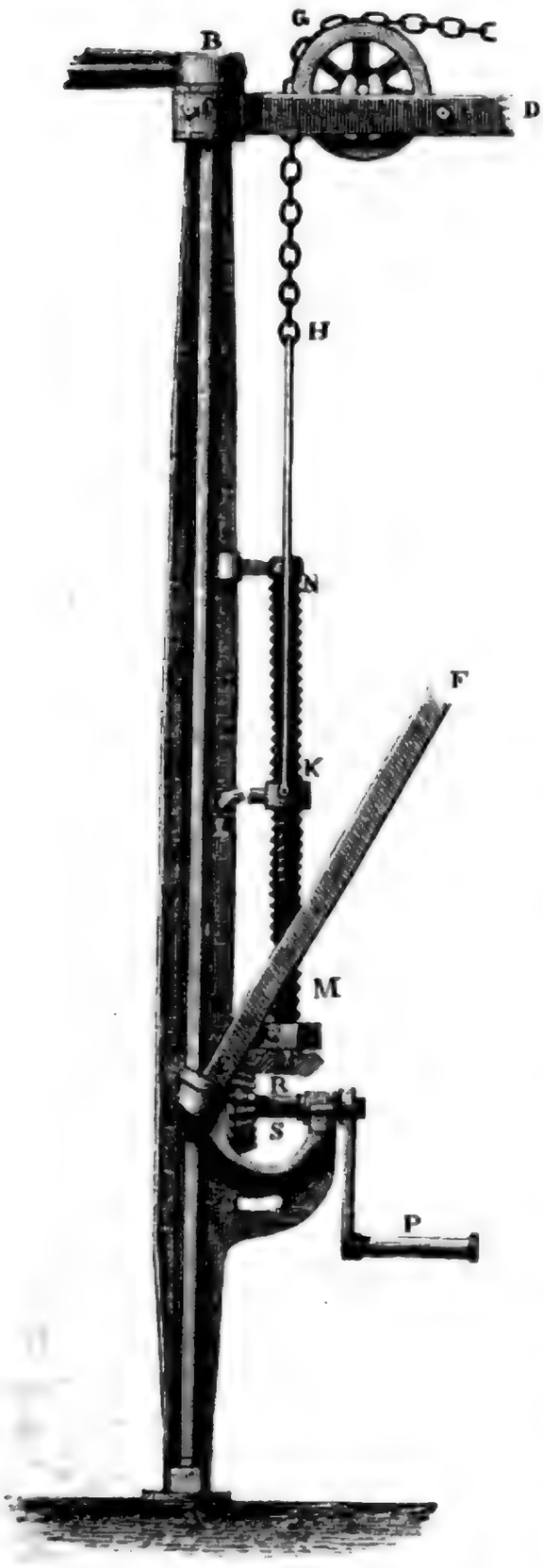
bunden, um welche ein Seil liegt, wodurch das beschleunigte Niederlassen der Güter verhindert wird.

In Figur 471 (auf nebenstehender Seite) ist noch der Haupttheil eines von Herrn Nowotny in Leipzig construirten Krahnes mit Schraubenbewegung abgebildet. Es ist hier *AB* die stehende Welle aus Gußeisen, *CD* sind die abgebrochen gezeichneten Schienen aus Schmiedeeisen von 3 Zoll Höhe und $^1/_2$ Zoll Dicke, welche den Schnabel des Krahnes bilden, und *EF* sind die ebenfalls abgebrochen dargestellten schienenförmigen Streben des Schnabels. Die Kette, welche die nach Befinden 15 Centner schwere Last trägt, läuft über zwei größere Leitrollen, wovon jedoch, und zwar in *G*, nur eine abgebildet ist. Das Ende *H* dieser Kette ist an eine lange Gabel *HK* angeschlossen, welche eine Schraubenmutter *K* trägt, die mittels einer kleinen Gabel die innere Rippe der stehenden Welle

Digitized by Google

AB umfaßt. Die Schraubenspindel MN läßt sich mittels eines conischen Räderwerkes RS und einer Kurbel P in Umdrehung setzen. Während dieser Umdrehung steigt KL auf- oder abwärts und bringt mittels der Gabel HK und der Kette HG u. s. w. die Last zum Sinken oder Steigen. Krahne.

Fig. 471.



§. 227. Wenn es die Localität weder erlaubt, die stehende Welle eines Krahnes von oben, noch dieselbe ganz tief unten im Fundamente zu unterstützen, so ersetzt man dieselbe durch einen starken, mittels Bolzen oder Anker fest mit dem Fundamente verbundenen Ständer, ähnlich wie bei einer Bockwindmühle (s. II., §. 248), und umgiebt denselben mit einem drehbaren Rahmen, welcher mit dem Schnabel des Krahnes ein Ganzes ausmacht.

Einen solchen Krahn, vom Herrn Fairbairn aus Eisenblech construirt, zeigt Fig. 472 (auf folgender Seite). Es ist hier AB der gußeiserne Ständer, welcher mittels eines eisernen Kreuzes CAC und der Bolzen $CD, CD \ldots$ fest mit dem Fundamente F verbunden ist. Der eigentliche Krahn EGK ist nach Art der Röhrenbrücken aus Eisenblech zusammengenietet; er ruht mit einer metallenen Pfanne B auf dem Kopfe des Ständers und umgiebt denselben an seinem Fuße mit einem breiten Halsring H. Der Mechanismus zum Heben der Last ist der gewöhnliche.

Digitized by Google

Fig. 472.

Krahne.

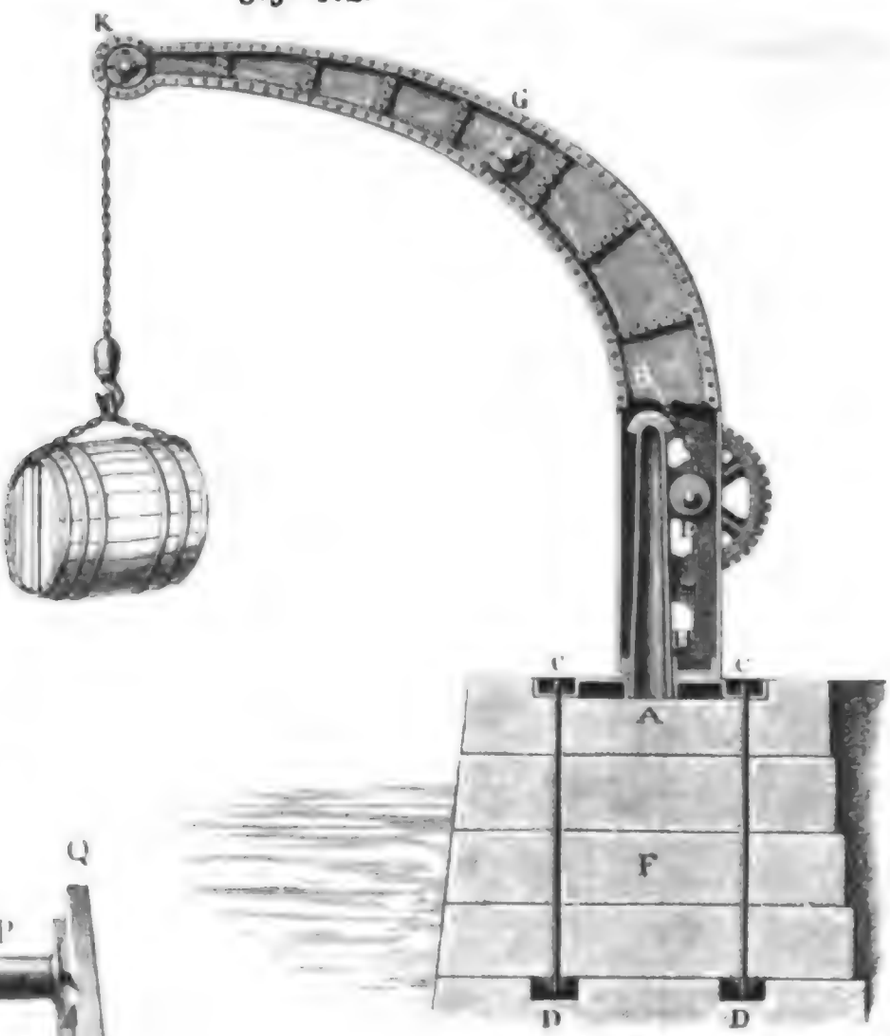
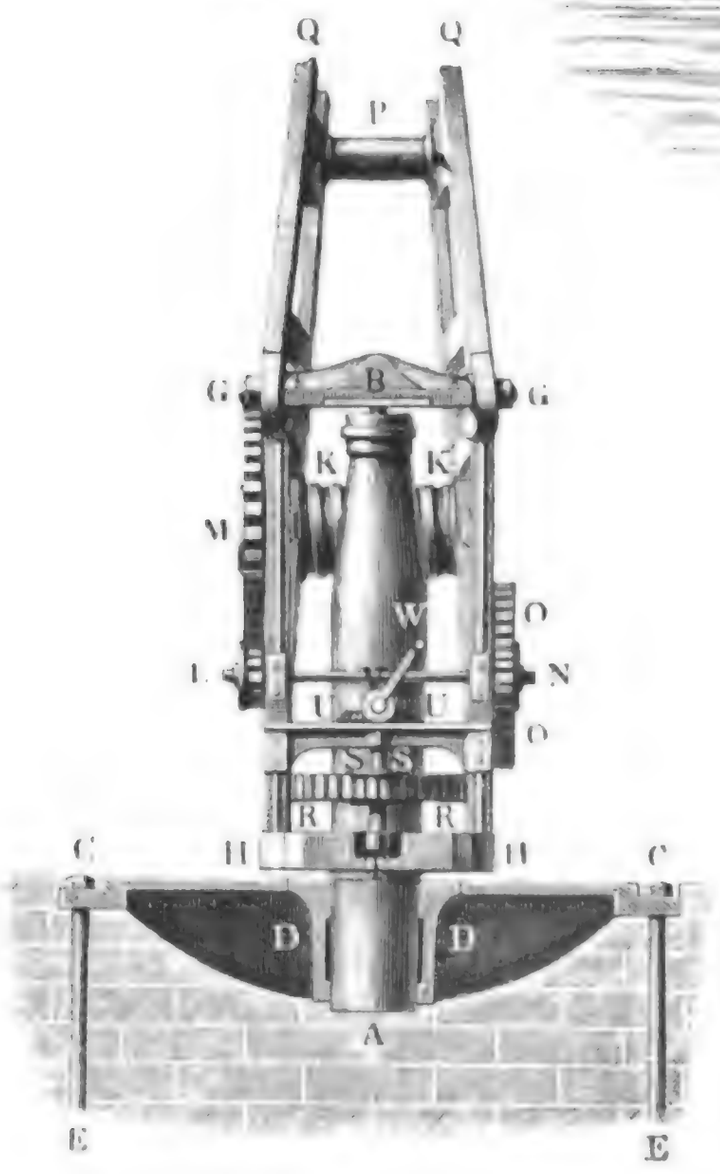


Fig. 473.



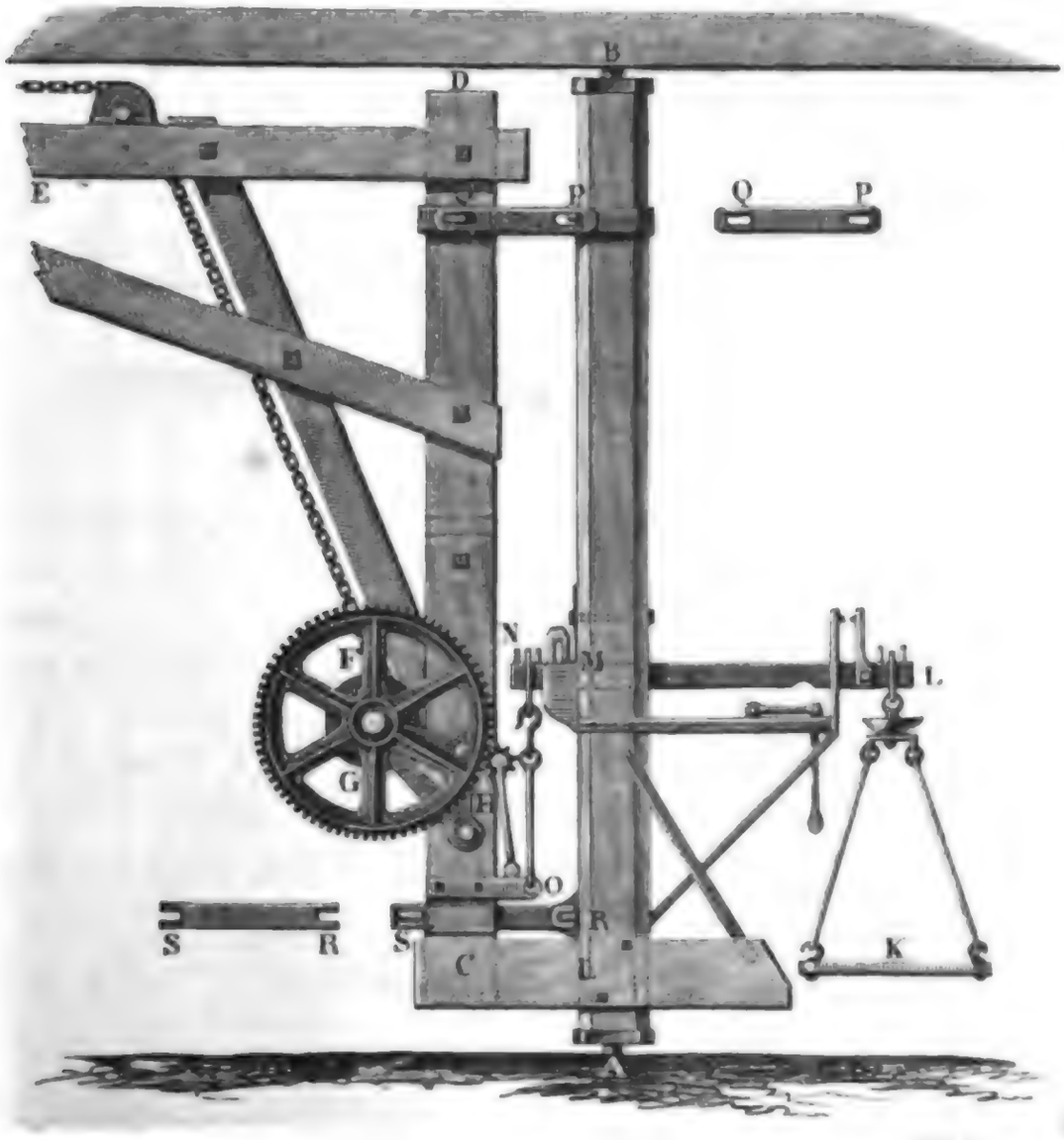
In Figur 473 iſt die hintere Anſicht eines gußeiſernen Krahnes mit feſtem Ständer *A B* abgebildet. Dieſer Ständer ruht mit ſeinem Fuße *A* unmittelbar auf dem Fundamente, und wird durch ein ſtarkes vierarmiges Kreuz *C D D C* und eine ſtarke Hülſe *D D* mittels der Bolzen *C E*, *C E* . . . feſt mit dem Fundamente verbunden. Der Krahn ſelbſt ruht mittels einer Pfanne *B* in dem Querriegel *G G* auf dem Stifte im Kopfe des Ständers, und umgiebt denſelben mittels eines Halsringes *H H*.

Digitized by Google

Die Trommel KK iſt zur Aufnahme der Aufziehkette längs ihres Umfanges ſchraubenförmig ausgeſchnitten; ſie läßt ſich, wie an vielen anderen Krahnen, durch das Räderwerk LM entweder unmittelbar, oder erſt mit Hülfe des Räderwerkes NOO in Umdrehung ſetzen. Die beiden gußeiſernen Backen GQ, GQ, welche den Schnabel bilden, ſind in der Figur, bei QQ hinter der Leitrolle P, abgebrochen gezeichnet. Dieſer Krahn zeichnet ſich vor den ſeither beſchriebenen Krahnen noch dadurch aus, daß er mit einem beſonderen Mechanismus zum Umdrehen um ſeine vertikale Axe ausgerüſtet iſt. Es ſitzt nämlich hier auf dem Ständer ein Zahnrad RR feſt, in welches ein Zahnrädchen SS eingreift, deſſen ſtehende Welle TV im Krahngeſtelle gelagert iſt, und durch ein coniſches Räderwerk UUV mittels einer Kurbel W in Umdrehung geſetzt werden kann. Es iſt leicht einzuſehen, wie aus dieſer Umdrehung auch eine Umdrehung des ganzen Krahngeſtelles um den Ständer AB hervorgeht. Krahne.

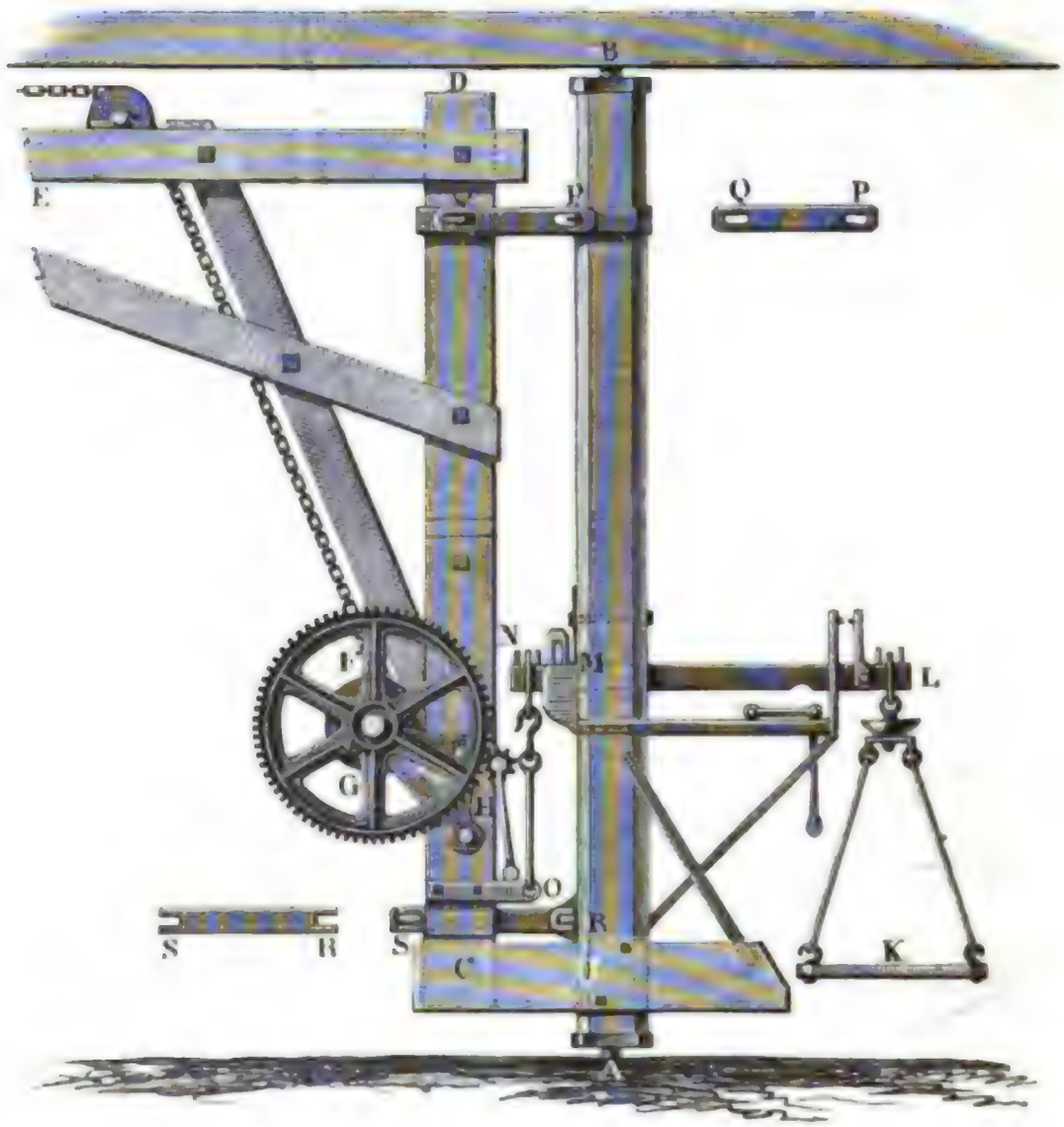
Zuweilen ſind auch die Krahne ſo eingerichtet, daß man an denſelben die von denſelben zu bewegenden Laſten gleich mit abwägen kann. Ein ſolcher Krahn, mit einer nach dem aus II., §. 73, Anmerk., bekannten Principe der George'ſchen Brückenwaagen conſtruirten Abwiegvorrichtung iſt in Figur 474 vor Augen geführt. AB iſt die ſtehende Krahn-

Fig. 474.



Krahne. welle und CDE der eigentliche Krahn, zum Theil abgebrochen gezeichnet, mit der Trommel F und dem Räderwerke GH zum Aufziehen und Niederlassen der Last. Vor und nach dem Abwägen der Last ruht die Säule CD sammt der Last auf dem Querfuß U der stehenden Welle AB auf;

Fig. 475.



kommt es aber darauf an, die Last abzuwägen, so legt man so viel Gewicht auf die Waagschale K, als nöthig ist, um die Säule CD mittels des um M drehbaren Waagbalkens LMN und der Zugstange NO im Schweben zu erhalten. Um das Umschlagen des Krahnes zu verhindern, ist derselbe mit der stehenden Welle AB noch durch zwei Paar Schienen, wie PQ und RS verbunden, welche vier scharfe Schneiden P, Q, R und S in der stehenden Welle AB und in der Säule CD theils umfassen (PQ) und theils sich gegen dieselben anstemmen (RS). Die Angaben der Waage hängen, wie aus II., §. 73 bekannt ist, nur von den Verhältnissen des Waagbalkens LMN ab; ist das Armlängenverhältniß $\frac{ML}{MN} = 10$, so giebt

Digitized by Google

das Gewicht auf der Waagſchale das Gewicht der Laſt zehnfach verkleinert an.

§. 228. Beim Bauweſen iſt man oft genöthigt, bewegliche Krahne in Anwendung zu bringen. Dieſelben ſind auf ein Geſtelle mit vier Rädern geſtellt und laſſen ſich dadurch an jede Stelle, wo ſie gebraucht werden ſollen, hinführen. Einen doppelten Krahn dieſer Art zeigt Figur 476. Es iſt hier *A A* ein hohler Ständer, welcher mit dem Wagen *W W* feſt verbunden iſt, und *B* die ſtehende Welle des Krahnes, welche ſich in der Höhlung des Ständers *A* drehen läßt. Die beiden Schnäbel *E*

Bewegliche Krahne.

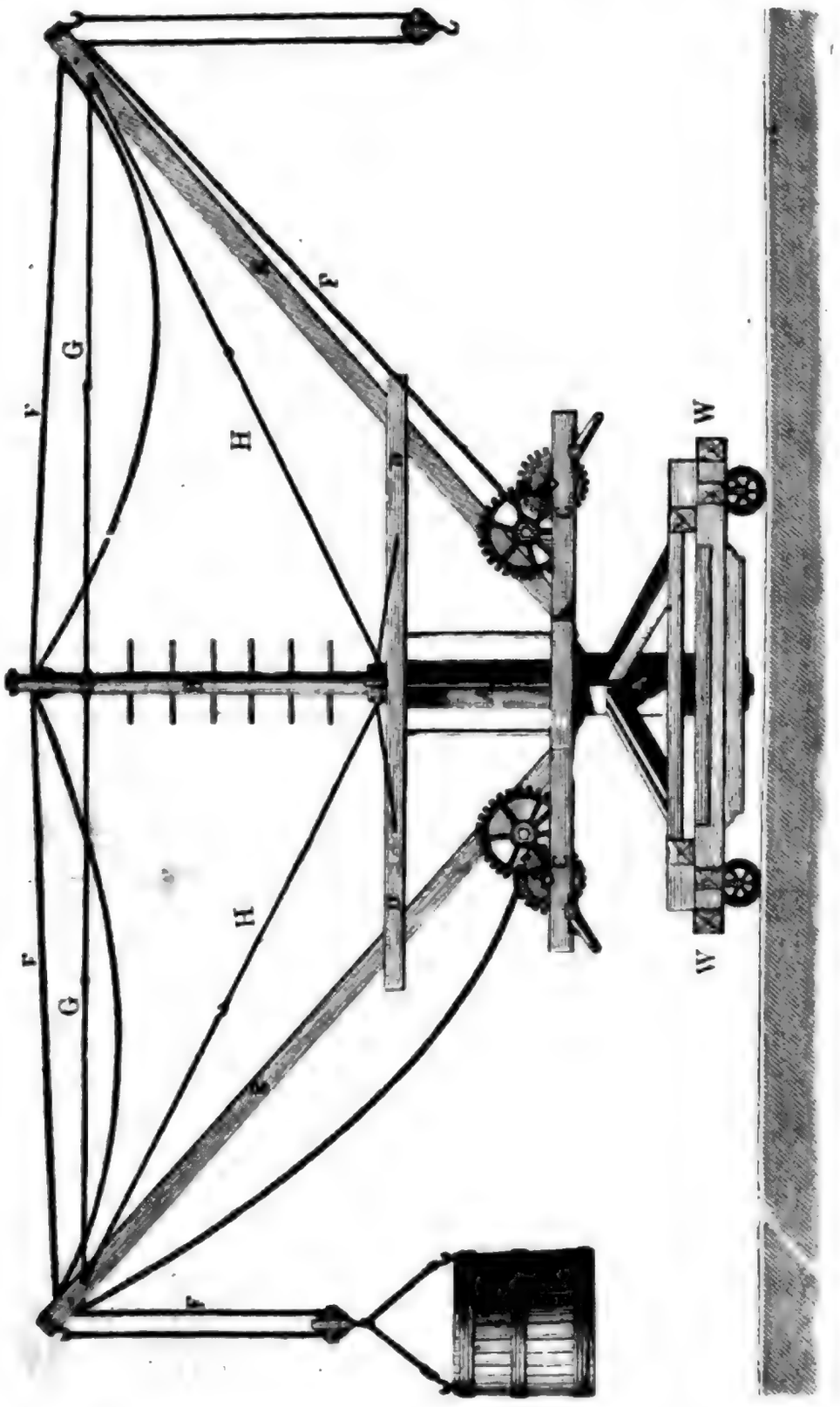


Fig. 476.

Digitized by Google

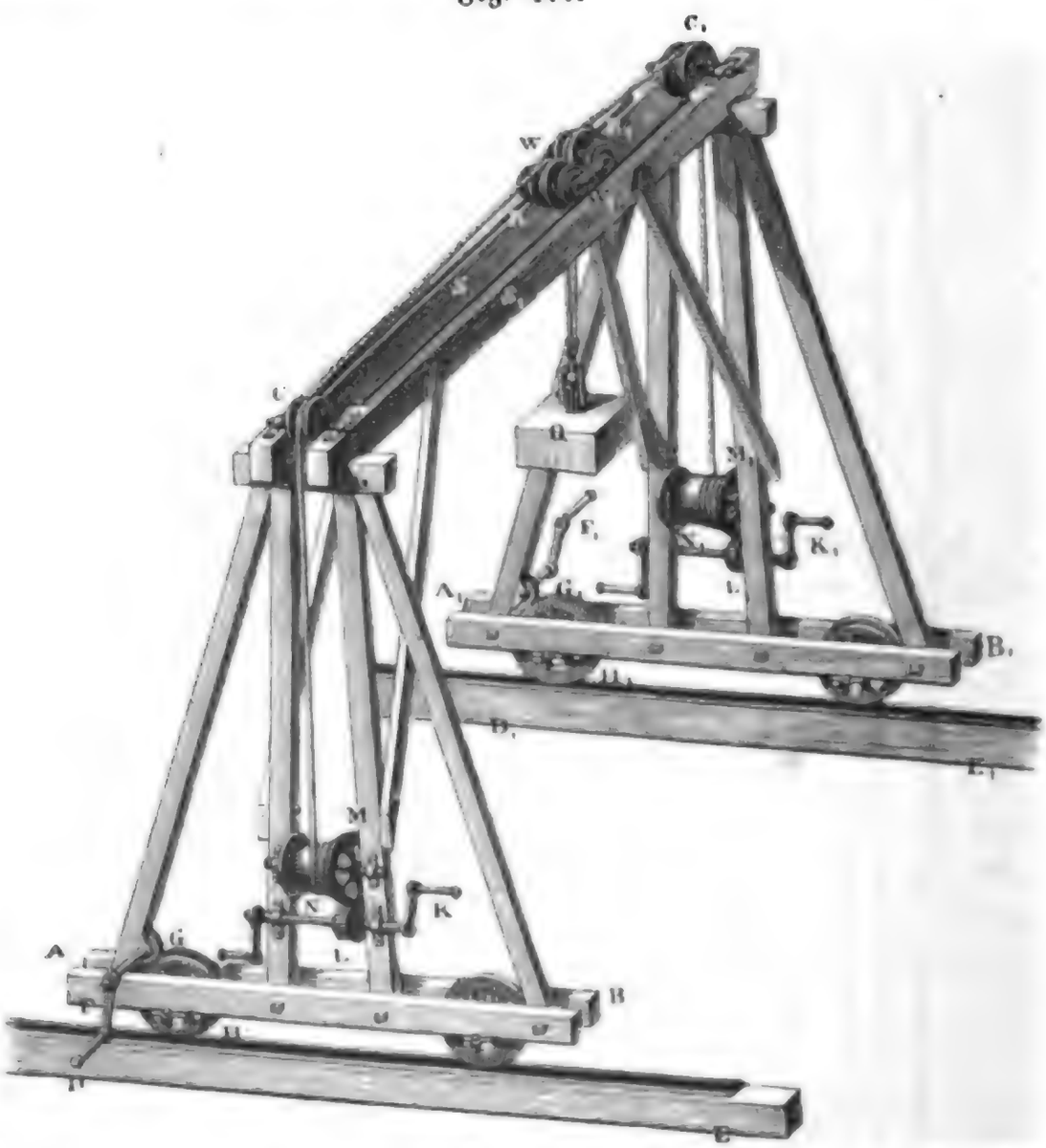
Bewegliche Krahne.

und E des Krahnes stützen sich auf einen Rahmen CC, welcher den Ständer mit einem Halsringe umgiebt, und die Räderwerke zum Aufziehen der Laſten trägt; und ſind mit der ſtehenden Welle B durch ein Paar Pfoſten DD und durch eiſerne Zugſtangen G, G und H, H verbunden. Die übrige Einrichtung iſt nach dem Vorausgegangenen leicht zu beurtheilen. In der Zeichnung iſt nur die eine Hälfte des Krahnes belaſtet, und daher nur das Seil $FFFF$ geſpannt.

Die Stabilität eines belaſteten Krahnes dieſer Art fordert, daß die vertikale Schwerlinie deſſelben durch das Viereck hindurchgehe, deſſen Ecken den Berührungspunkten der Räder mit der Bahn entſprechen.

Ein anderes Hebezeug, welches den Zweck eines Krahnes vollſtändig erfüllt, jedoch weder mit einer ſtehenden Welle, noch mit einem Ständer ausgerüſtet iſt, führt Fig. 477 vor Augen. Im Ganzen beſteht dieſe

Fig. 477.



Vorrichtung aus zwei Böcken ABC und $A_1 B_1 C_1$, welche durch Schwellen und Streben unter ſich zu einem Ganzen vereinigt, und mittels vier Räder auf eine Schienenbahn DE und $D_1 E_1$ geſetzt ſind. Zur Fortbe-

Digitized by Google

wegung dieſes Hebezeuges auf der Schienenbahn dienen Kurbeln F, F_1, welche mittels kleiner Zahnräder G, G_1 die Wagen- oder Bockräder H, H_1 in Umdrehung ſetzen. Die Schwellen S und S_1, welche die beiden Böcke mit einander verbinden, bilden eine zweite Schienenbahn, welche einen vierrädrigen Wagen trägt, auf deſſen Axen je eine Leitrolle R, R_1 feſtſitzt, um welche die Seile gelegt ſind, mittels welcher die Laſt Q nicht allein gehoben, ſondern auch längs der Bahn SS_1 fortbewegt werden kann. Dieſe Seile werden mittels der Leitrollen C, C_1 aus der horizontalen Lage in eine vertikale gebracht, und wickeln ſich um die Trommeln N und N_1, welche durch Kurbeln K und K_1 mittels der Zahnräderwerke LM, L_1M_1 in Umdrehung geſetzt werden können. Werden beide Kurbeln K und K_1 gleich ſchnell nach entgegengeſetzten Richtungen umgedreht, ſo gelangt die Laſt Q nur zum ſenkrechten Aufſteigen oder Niederſinken; werden dagegen beide Kurbeln in gleicher Richtung gleich ſchnell umgedreht, ſo bewegt ſich die Laſt längs SS_1 in horizontaler Richtung, und wird endlich nur eine Kurbel umgedreht, die andere aber feſtgehalten, ſo bewegt ſich die Laſt unter einer Neigung von 45 Grad auf- oder abwärts. Man kann auf dieſe Weiſe mittels dieſes Hebezeuges die Laſt Q an jeden beliebigen Ort zwiſchen den Vertikalebenen DEC und $D_1E_1C_1$ bringen.

Bewegliche Krahne.

§. 229. In England bringt man jetzt nicht ſelten Waſſerſäulenkrahne, von Armſtrong conſtruirt, in Anwendung. Ein ſolcher Krahn beſteht aus zwei Waſſerſäulenmaſchinen mit gemeinſchaftlicher Einfallröhre. Die eine dieſer Maſchinen dient zum Aufziehen und Niederlaſſen der Laſt, die andere hingegen zum Umdrehen des Krahnes um ſeine ſtehende Welle; jene iſt einfach-, dieſe hingegen doppelt-wirkend. Die weſentliche Einrichtung eines ſolchen Krahnes iſt aus der Seitenanſicht deſſelben in Figur 478 (auf folgender Seite) erſichtlich.

Waſſerſäulenkrahn.

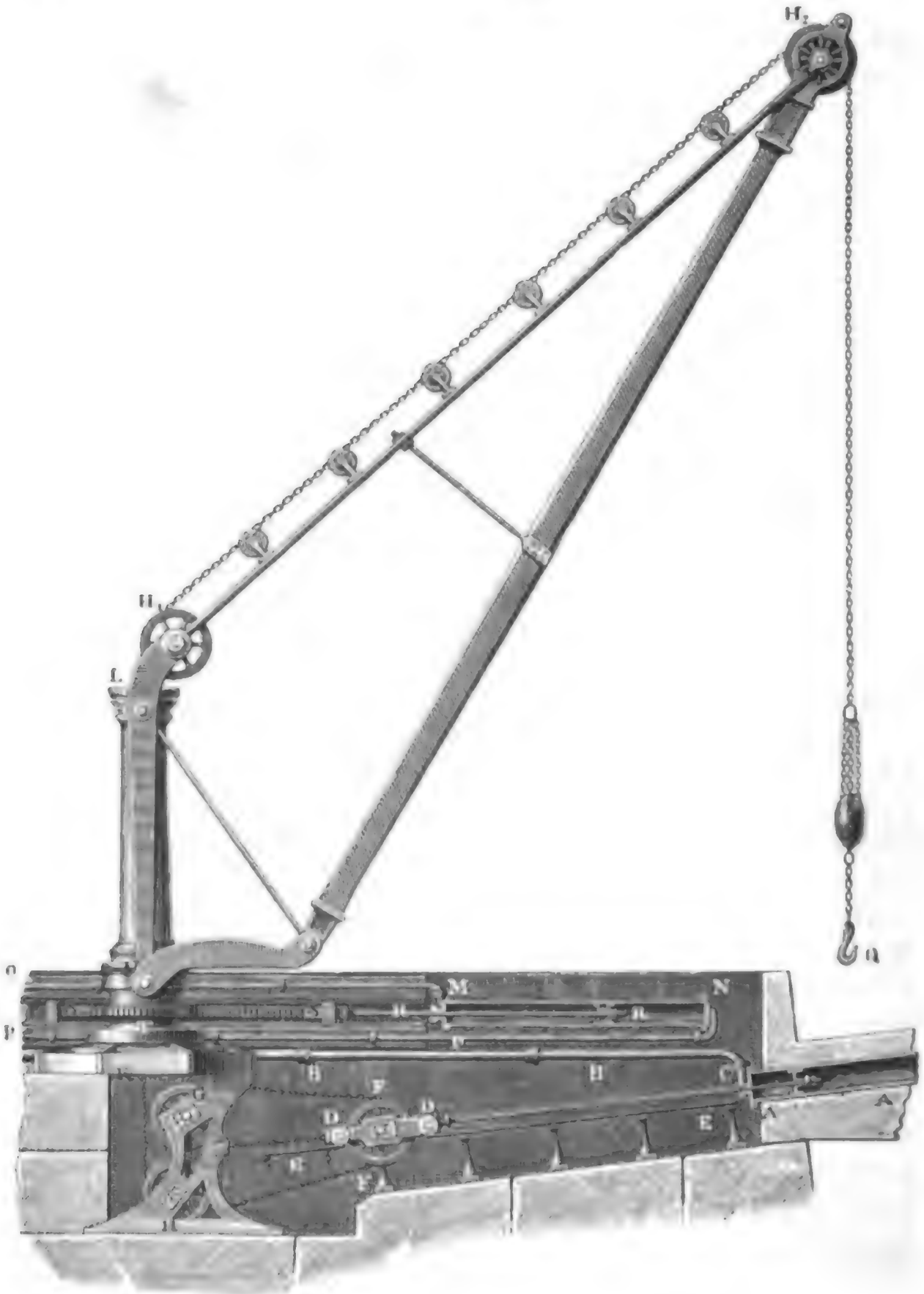
AA iſt der Treibecylinder der Maſchine zum Heben der Laſt, und BB die Communicationsröhre, welche demſelben das Waſſer zu- und abführt. Die Kolbenſtange CD dieſer Maſchine iſt mit einem Wagen DD verſehen, welcher während des Kolbenſpieles mit ſeinen vier Rädern D, D .. auf einer Schienenbahn EE hin- und zurückläuft. In dem Geſtelle dieſes Wagens ſitzt eine Rolle FF und iſt das Ende einer Kette befeſtigt, welche ſich zunächſt um eine feſte Rolle G, dann um die Rolle FF und zuletzt um eine feſte Rolle H legt. Von der letzteren Rolle aus geht dieſe Kette ſenkrecht durch den hohlen gußeiſernen Ständer KL des Krahnes und wird durch eine Rolle H_1 nach einer Rolle H_2 in der Spitze des Balancierſchnabels geleitet, von wo ſie ſenkrecht herabhängt. Während der Treibekolben in AA durch das Kraftwaſſer um einen gewiſſen Weg ausgeſchoben wird, ſteigt die Laſt Q am Ende der Kette in Folge der Führung um die drei Rollen F, G und H um das Dreifache dieſes Weges.

Digitized by Google

Waſſerſaulen-krahn.

Die Drehung des Krahnes um ſeinen Ständer wird durch eine doppeltwirkende Waſſerſäulenmaſchine bewirkt, deren Treibecylinder in MN abgebildet iſt. Mit der Kolbenſtange RR dieſer Maſchine iſt eine gezahnte Stange SS verbunden, welche in ein gezahntes Rad T eingreift, das auf einem Halsring U feſtſitzt, welcher den Ständer des Krahnes umfaßt. Je

Fig. 478.



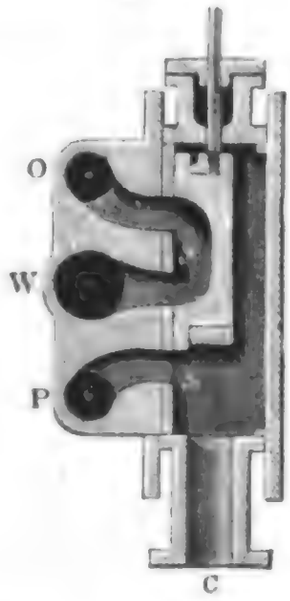
Digitized by Google

nachdem das Kraftwaſſer dem Treibecylinder MN durch die Communicationsröhre OM, oder durch die Communicationsröhre PPN zugeführt wird, dreht die Treibekolbenſtange RR mittels ihrer Verzahnung SS das gezahnte Rad T, und hiermit zugleich den ganzen Krahn, um ſeinen feſtſtehenden Ständer KL nach der einen oder der anderen Seite um. Waſſerſäulenkrahn.

Das regelmäßige Spiel dieſes Krahnes wird mittels Schieberſteuerung durch die bloße Hand bewirkt. In Figur 479 iſt die Steuerkammer der einfachwirkenden und in Figur 480 die der doppeltwirkenden Waſſerſäulenmaſchine abgebildet. Das Mundſtück A in Fig. 479 communicirt mit der

Fig. 479.

Fig. 480.



Einfallröhre, die Mündung B gehört dem Communicationsrohr an, welches nach dem Treibecylinder führt, und die Mündung V ſteht mit dem Ausgußrohr in Verbindung. Bei der gezeichneten Stellung des Schiebers S geht das Kraftwaſſer von A nach B und von da in den Treibecylinder, wo es den Kolben auswärts ſchiebt und durch denſelben die Laſt hebt. Hat man hingegen den Schieber nach S_1 herabgeſchoben, ſo iſt der Treibecylinder von dem Kraftwaſſer abgeſperrt, und mit dem Ausgußrohre V in Verbindung geſetzt; und es wird nun der Treibekolben von der niederſinkenden Laſt zum Rückgange, und das Waſſer aus dem Treibecylinder auf dem Wege BS_1V zum Austritte genöthigt. Bei der Steuerkammer in Figur 480 communiciren die Mündungen O und P mit dem Treibecylinder, dagegen C mit der Einfall- und W mit der Ausgußröhre. Bei der aufgezeichneten Stellung des Schiebers S nimmt das Kraftwaſſer den Weg CP nach dem Treibecylinder und ſchiebt den Treibekolben von außen nach innen, während das todte Waſſer auf dem Wege OSW zum Ausgange gelangt. Hat aber der Schieber die tiefere Stellung S_1, ſo ſtrömt das Kraftwaſſer auf dem Wege CO nach dem Treibecylinder und ſchiebt den

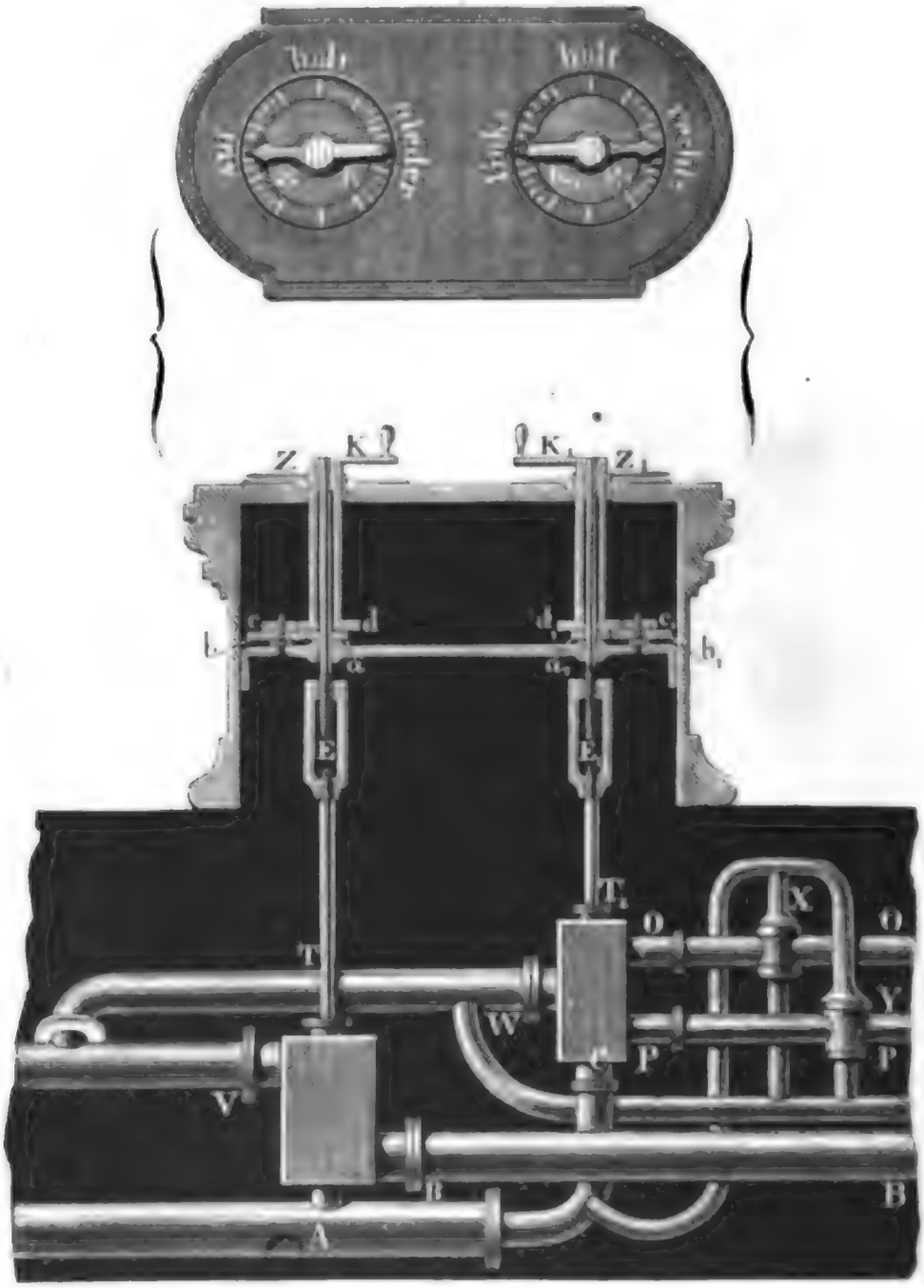
Digitized by Google

Waſſerſäulen-krahn.

Treibekolben von innen nach außen, während das todte Waſſer auf dem Wege PS_1W ausfließt.

Das Heben und Senken der Steuerſchieber wird mittels der Kurbeln K und K_1, Fig. 481, hervorgebracht, welche Spindeln in Umdrehung ſetzen,

Fig. 481.



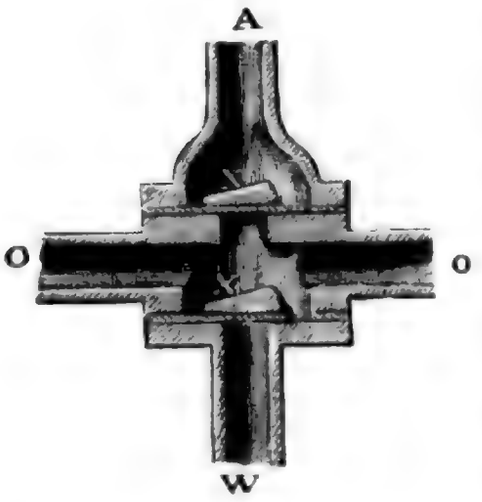
deren ſchraubenförmigen Enden E und E_1 durch die rahmenförmigen Querhäupter der Schieberſtangen T und T_1 hindurchgehen. Um die Stellungen der Schieber von außen zu erkennen, ſind noch Zeiger Z und Z_1 angebracht, welche mit den Kurbeln über horizontalen Zifferblättern hinlaufen. Damit ſich dieſe Zeiger beim Aufziehen oder Niederlaſſen der Schieber S, S_1 mittels der Kurbeln höchſtens nur ein Mal umdrehen, ſind dieſelben auf hohle Wellen befeſtigt, welche die Kurbelſpindeln umgeben,

Digitized by Google

und noch zwei Paar Zahnräder $a\,b$, $c\,d$ und $a_1\,b_1$, $c_1\,d_1$ angebracht, welche die Umdrehungen der Spindeln in vermindernder Anzahl auf die hohle Welle mit den Zeigern übertragen. Wäre z. B. der Halbmesser des Rädchens a, welches auf der Spindel festsitzt, drei Mal in dem des Rädchens b, und der des Rädchens c, welches mit b ein Ganzes ausmacht, drei Mal im Halbmesser des Rädchens d auf der hohlen Zeigerwelle enthalten, so würden die Kurbelwellen $3 \cdot 3 = 9$ Umdrehungen machen müssen, ehe die Zeiger ein Mal umlaufen. Wasserſäulenkrahn.

Um die nachtheiligen Wirkungen des Stoßes zu beseitigen, welchen der schwingende Krahn beim jedesmaligen Absperren des Kraftwassers erleidet, sind die Communicationsröhren $O\,O$ und $P\,P$ noch mit besonderen Ventilkammern X und Y ausgerüstet, in welchen sich während der Schieberbewegung nach oben öffnende Ventile sitzen, die auf kurze Zeit nicht allein dem abgesperrten Ausgußwasser einen Eintritt in das Kraftwasser, sondern auch dem abgesperrten Kraftwasser einen Zufluß von Seiten des todten Wassers verschaffen. Ein solches Ventilgehäuse ist in Fig. 482 besonders abgebildet. Hat der Schieber dem Wasser seinen Rückweg O, O aus dem Treibecylinder abgeschnitten, so schlägt dieses das obere Ventil X auf und es tritt ein kleiner Theil des Außgußwassers durch A_1 nach A zurück in die Einfallröhre; und hat hingegen der Schieber den Hinweg $O\,O_1$ des Kraftwassers zum Treibecylinder abgesperrt, so öffnet sich das untere Ventil X_1 und es wird mittels W_1 etwas Wasser aus dem Ausgußrohr W angesaugt, in beiden Fällen aber der aus der Incompressibilität und Unausdehnsamkeit des Wassers erwachsende Stoß vermieden.

Fig. 482.



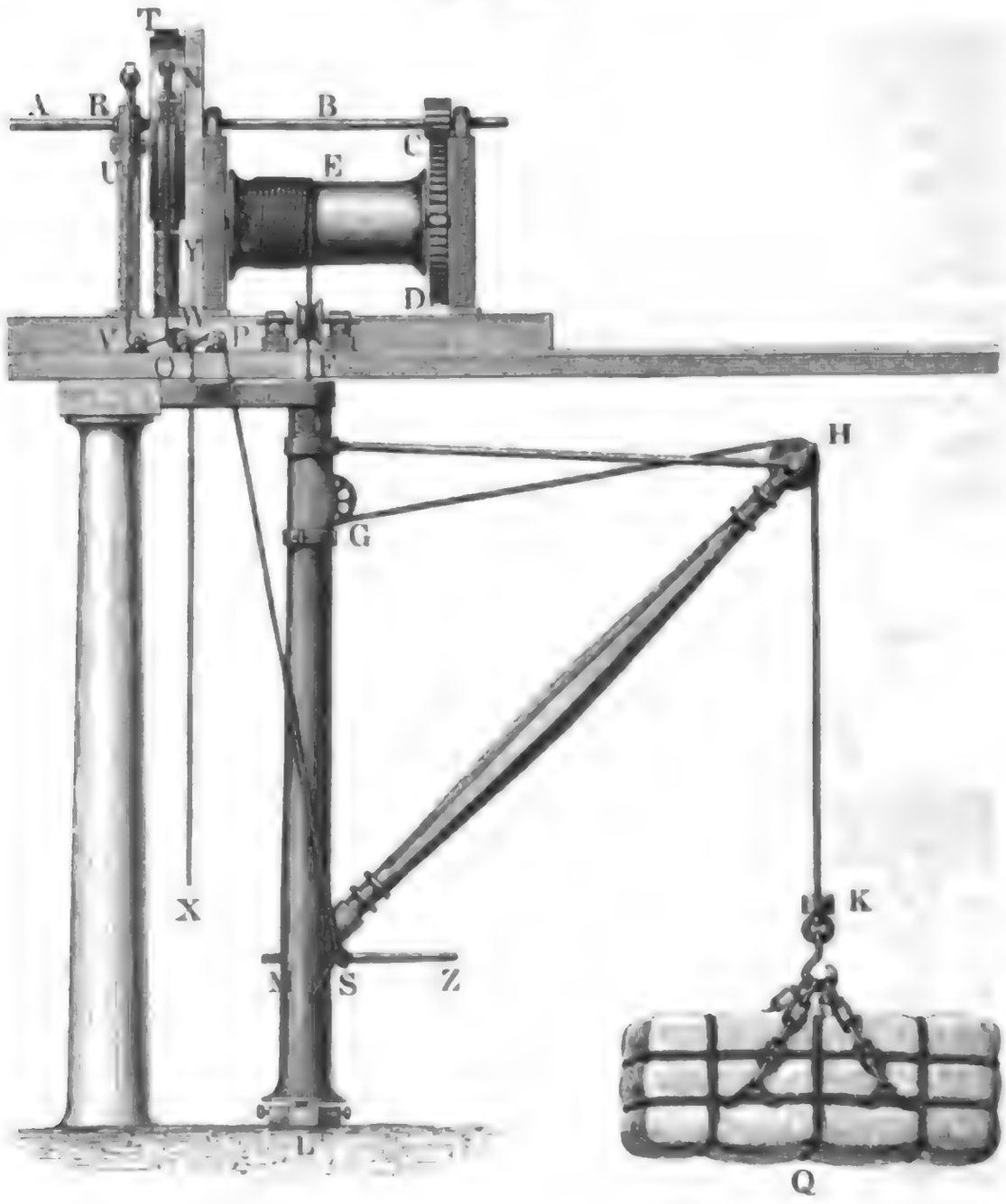
Anmerkung. Bei den neueren Wasserſäulenkrahnen, welche der Verfasser 1851 in England hat arbeiten sehen, ist außer den beiden Kurbeln zur Bewegung der Schieber noch eine dritte Kurbel angebracht, wodurch ein Drosselventil im Einfallrohre zur Regulirung der Kraft, bewegt werden kann.

§. 230. Die Dampfkrahne haben vor den hydraulischen oder Wasserſäulenkrahnen den Vorzug, daß sie nicht so sehr an die Localität gebunden sind als letztere, welche ein fließendes Wasser mit vielleicht mehreren hundert Fuß Gefälle beanspruchen. In Figur 483 (auf folg. S.) ist ein Dampfkrahn im Bahnhofe zu Liverpool abgebildet. Die Welle A wird mittels eines Riemenradvorgeleges von der Krummzapfenwelle der Dampfmaschine in Umdrehung gesetzt, und ist mit der Welle B durch eine lösbare Kuppelung verbunden. Die letztere Welle setzt mittels eines Zahn- Dampfkrahn.

Digitized by Google

Dampfkrahn. radvorgeleges CD eine Trommel E in Umdrehung, auf welche sich das Seil $EFGHK$ aufwickelt, womit die Last Q, z. B. ein Baumwollenballon, emporgehoben wird. Der eigentliche Krahn besteht aus der stehenden Welle FL und dem durch eine schmiedeeiserne Zugstange unterstützten

Fig. 483.



Schnabel MH. Das obere Ende der stehenden Welle ist der Axe nach durchbohrt und mit einer Leitrolle G versehen, um das Zugseil in der Axe der Welle bis zu der Leitrolle F senkrecht emporzuführen. Die ganze Arbeit dieses Krahnes wird auf folgende Weise regulirt.

Die Transmissionswelle B trägt eine außen und innen abgedrehte Trommel T. Diese ist außen von einem Bremsgürtel umgeben, der mittels eines Hebels N und eines Seiles $NOPS$ nach Belieben an den äußeren

Digitized by Google

Umfang dieſer Trommel angepreßt werden kann. An dem Ende der Welle *A* ſitzt eine Bremsſcheibe, welche, wenn ſie gegen den inneren Umfang der Trommel *T* gepreßt wird, die Umdrehungsbewegung dieſer Welle auf die Welle *B* überträgt. Um dieſe Uebertragung der Bewegung nach Belieben herſtellen und aufheben zu können, hat man das Zapfenlager *R* der Welle *A* auf einen Hebel *U* geſetzt, der mittels eines Seiles *U V W X* angehoben und niedergelaſſen werden kann. Soll die angehängte Laſt *Q* emporgehoben werden, ſo zieht man am Seile *X* und bringt dadurch das Frictionsrad auf der Welle *A* mit der Trommel *T* auf der Welle *B* in Berührung. Während dieſer Berührung wird die Welle *B* von der ſtetig umlaufenden Welle *A* in Umdrehung geſetzt, wobei ſich auch die Trommel *E* umdreht und das Seil aufwickelt, an welchem die Laſt hängt, die auf dieſe Weiſe zum Steigen gelangt. Dieſes Steigen iſt aber ſogleich beendigt, wenn man mit dem Zuge am Seile *O X* nachläßt, da dann der Hebel *U*, auf welchem das Zapfenlager *R* der Welle *A* ruht, unterſtützt von einem Gegengewichte, wieder in ſeine urſprüngliche Lage zurückfällt, und folglich die Verbindung der Welle *B* mit der Welle *A* ganz gehoben wird. Damit aber während der Umdrehung der ſtehenden Welle mittels der Spille *M Z* die Laſt nicht wieder zurückſinke, wird der die Trommel *T* umgebende Brems mittels des Seiles *P S* auf dieſe Trommel aufgedrückt, und zu dieſem Zwecke das Ende *S* des angeſpannten Seiles an die Spille *M Z* befeſtigt. Iſt endlich die Laſt *Q* über den Punkt gelangt, wo ſie abgeladen werden ſoll, ſo bindet man das Ende des Seiles *P S* wieder los und läßt den Brems wieder zurückfallen, wobei ein an den Hebel *N* deſſelben angehängtes Gewicht *Y* zu Hülfe kommt. Um nun eine neue Laſt faſſen zu können, muß die ſtehende Welle wieder mittels der Spille *M Z* auf den erſten Ort zurückgeführt werden, während ſich das Seil durch das Gewicht der Kette und Haken und, nach Befinden, auch mit Unterſtützung eines beſonderen Gegengewichtes *K*, von ſelbſt wieder herabzieht.

Dampfkrahne.

§. 231. Um die Stabilitäts- und Feſtigkeitsverhältniſſe eines Krahnes zu beurtheilen, denken wir den Schnabel deſſelben als ein aus drei Stäben beſtehendes Dreieck *A B C*, Figur 484 (auf folgender Seite), an deſſen Spitze *C* die Laſt *Q* ſenkrecht niederzieht, und deſſen Grundlinie *A B* mit der Axe der ſtehenden Welle oder dem Ständer des Krahnes zuſammenfällt. Zunächſt kommt es darauf an, die Spannung Q_1 der Strebe oder des Stabes *A C* und die Spannung Q_2 der Zugſtange oder des Stabes *B C* zu finden. Beide Kräfte müſſen der Laſt *Q* und der ihr gleichzuſetzenden Spannung des von der Schnabelſpitze nach der Krahnaxe *A B* geführten Seiles das Gleichgewicht halten. Bezeichnen wir den Neigungswinkel *A C H* der Strebe *A C* gegen den Horizont durch α_1, den Neigungswinkel

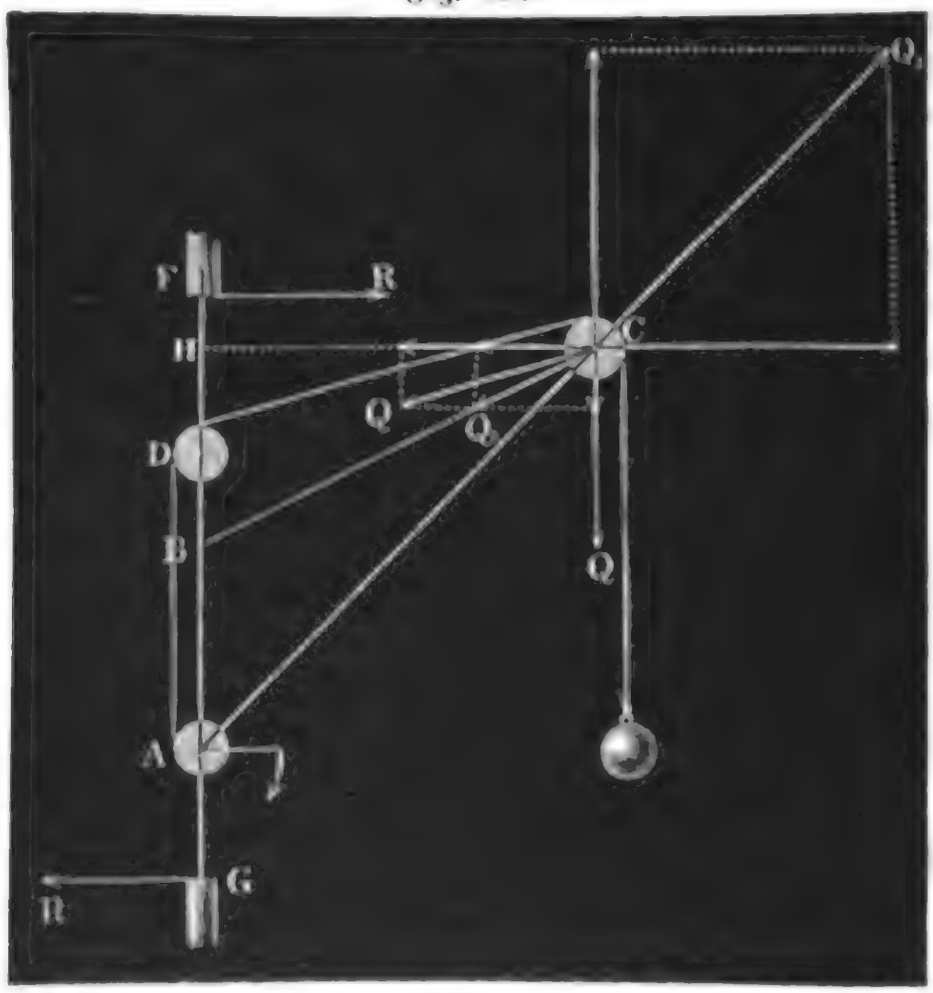
Statik der Krahne.

Digitized by Google

Statik der Krahne.

BCH der Zugstange BC durch α_2, und den Neigungswinkel DCH des

Fig. 484.



Zugseiles DC durch α, so haben wir die Componenten der genannten drei Spannungen Q_1, Q_2 und Q in vertikaler Richtung:

$Q_1 \sin.\alpha_1$, $Q_2 \sin.\alpha_2$ und $Q \sin.\alpha$, und

$Q_1 \cos.\alpha_1$, $Q_2 \cos.\alpha_2$ und $Q \cos.\alpha$ in horizontaler Richtung; und es ist folglich zu setzen:

$$Q_1 \sin.\alpha_1 = Q + Q \sin.\alpha + Q_2 \sin.\alpha_2, \text{ sowie}$$
$$Q_1 \cos.\alpha_1 = Q \cos.\alpha + Q_2 \cos.\alpha_2.$$

Aus diesen Gleichungen ergeben sich folgende Formeln für die Spannungen Q_1 und Q_2:

$$Q_1 = \frac{Q\,[\cos.\alpha_2 - \sin.(\alpha_2 - \alpha)]}{\sin.(\alpha_1 - \alpha_2)} \text{ und}$$

$$Q_2 = \frac{Q\,[\cos.\alpha_1 - \sin.(\alpha_1 - \alpha)]}{\sin.(\alpha_1 - \alpha_2)}.$$

Giebt man dem Seile die Richtung der Strebe, hat man also $\alpha = \alpha_1$, so ist einfach:

$$Q_2 = \frac{Q \cos.\alpha_1}{\sin.(\alpha_1 - \alpha_2)};$$

giebt man hingegen dem Seile die Richtung der Zugstangen, nimmt also $\alpha = \alpha_2$, so fällt

$$Q_1 = \frac{Q \cos.\alpha_2}{\sin.(\alpha_1 - \alpha_2)} \text{ aus.}$$

Statik der Krahne.

Soll die Zugſtange ohne Spannung ſein, alſo die Strebe allein die Mittelkraft aus der Seilſpannung und der Laſt aufnehmen, ſo muß

$$\cos.\alpha_1 = \sin.(\alpha_1 - \alpha), \text{ d. i. } 90 - \alpha_1 = \alpha_1 - \alpha,$$

alſo $\alpha = 2\alpha_1 - 90^0$ ſein.

Die entſprechende Spannung der Strebe iſt

$$Q_1 = 2Q \cos.(\alpha_1 - \alpha) = 2Q \sin.\alpha_1.$$

Setzt man den Querſchnitt der Strebe $= F_1$ und den der Zugſtange $= F_2$, den Feſtigkeitsmodul der erſten $= K_1$ und den der zweiten $= K_2$, ſo haben wir:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K_1} \text{ und } F_2 = \frac{Q_2}{K_2}.$$

Die Laſt Q biegt die ſtehende Welle oder den Krahnbaum vermöge ihrer excentriſchen Wirkung mit dem Momente Qa, wenn a den Normal- oder Horizontalabſtand CH der Laſt von der Axe dieſer Welle bezeichnet; und hiernach iſt auch vorzüglich die Stärke dieſer Welle zu berechnen.

Iſt der Querſchnitt derſelben ein Quadrat von der Seitenlänge s, ſo hat man

$$Qa = s^3 \frac{K}{6}, \text{ und daher umgekehrt}$$

$$s = \sqrt[3]{\frac{6Qa}{K}};$$

iſt hingegen derſelbe ein Kreis vom Halbmeſſer r, ſo hat man

$$Qa = \frac{\pi r^3}{4} \cdot K, \text{ und daher umgekehrt}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{4Qa}{\pi K}}.$$

Iſt l die Entfernung FG der beiden Stützpunkte F und G des Krahnbaumes von einander, ſo hat man die Kraft, mit welcher in Folge der excentriſchen Aufhängung von Q der obere Zapfen nach der Seite des Halſes und der untere Zapfen nach der entgegengeſetzten Seite zu gedrückt wird,

$$R = \frac{a}{l} Q.$$

Dieſer Druck iſt von dem Krahngerüſte oder Fundamente aufzunehmen, und giebt zu einer beſonderen Seitenreibung an dem Zapfen oder, nach Befinden, dem Halſe des Krahnbaumes Veranlaſſung, und iſt daher durch Vergrößerung von l, d. i. dadurch herabzuziehen, daß man die beiden Stützpunkte F und G des Krahnbaumes möglichſt entfernt von einander legt. Bei den Krahnen mit Ständer oder feſtem Krahnbaum, wie Figur 472 u. 473, hat man die Höhe l_1 der Zapfenhülſe und ebenſo die Entfernung

Digitized by Google

Statik der Krahne.

l_2 der Bolzen, womit die Fußplatte oder das Fußkreuz dieser Hülse auf das Fundament aufgeschraubt ist, dem Momente Qa entsprechend groß zu machen.

Die Kraft, mit welcher der Fußzapfen des Ständers in seiner Hülse sich um eine horizontale Axe zu drehen sucht, ist

$$R_1 = \frac{a}{l_1} Q,$$

und die, mit welcher er sich von dem Fundamente loszumachen sucht, und welche daher die Bolzen im Fundamente auszuhalten haben, ist

$$R_2 = \frac{a}{l_2} Q.$$

Bei den Krahnen, welche auf Rädern stehen, muß das Moment Qa durch das des Gewichtes G vom leeren Krahne überwunden werden. Ist b der kleinste Horizontalabstand der Radaxen von dem Schwerpunkte des leeren Krahnes, so hat man das Moment von G, Gb, und daher dafür zu sorgen, daß $Gb > Qa$, oder

$$b > \frac{Q}{G} a \text{ sei.}$$

Die Wirkungen der excentrischen Aufhängung der Last Q lassen sich durch ein Gegengewicht aufheben, welches auf der entgegengesetzten Seite von Q anzubringen ist. Ist Q_1 die Größe eines solchen Gegengewichtes und a_1 dessen Abstand von der Axe des Krahnbaumes, so erfordert diese Ausgleichung

$$Q_1 a_1 = Qa, \text{ also } Q_1 = \frac{a}{a_1} Q.$$

Wenn man das Gegengewicht beweglich macht, so kann man auch dessen Hebelarme

$$a_1 = \frac{Q}{Q_1} a$$

der jedesmaligen Last Q entsprechend abändern.

Durch das Gegengewicht wird natürlich nicht allein die Stabilität und Festigkeit wesentlich erhöht, sondern auch die Seitenreibung des Krahnes fast auf Null herabgezogen. Da die Spannkräfte Q_1 und Q_2 der Streben und Zugstangen schief auf den Krahnbaum übergetragen werden, so muß durch solide Verbindung dieser Theile mit dem Krahnbaume dafür gesorgt werden, daß auch die in der Krahnbaumaxe wirkenden Componenten $Q_1 \sin.\alpha_1$ und $Q_2 \sin.\alpha_2$ dieser Kräfte mit Sicherheit aufgehoben werden.

Beispiel. Wenn bei dem in Figur 463 abgebildeten Krahne die größte Last $Q = 20$ Tonnen oder circa $Q = 40000$ Pfund beträgt, wenn ferner das Zugseil mit dem Schwengel eine und dieselbe Neigung $\alpha = \alpha_2 = 25°$, die Strebe aber

Digitized by Google

die Neigung $\alpha_1 = 50°$ gegen den Horizont hat, wenn ferner die mechaniſche Armlänge oder Ausladung deſſelben: $a = 16$ Fuß und die Entfernung $l = 12$ Fuß beträgt; welche Dimenſionen ſind dieſem Krahne zu geben? Da hier die Laſt an einer loſen Rolle hängt, ſo iſt die Spannung des Seiles nur $\frac{Q}{2}$ und daher zu ſetzen: Statik der Krahne.

1) die Spannung der Strebe

$$Q_1 = \frac{Q\ cos.\alpha_2}{sin.(\alpha_1 - \alpha_2)} = \frac{40000\ cos.25°}{sin.25°} = 40000\ cotang.25° = 85780 \text{ Pfd.},$$

und

2) die Spannung des Schwengels

$$Q_2 = Q\left(\frac{cos.\alpha_1}{sin.(\alpha_1 - \alpha_2)} - \tfrac{1}{2}\right) = \frac{40000\ cos.50°}{sin.25°} - 20000 = 40840 \text{ Pfd.}$$

Nimmt man nach I., §. 212, den Feſtigkeitsmodul für das Zerdrücken des Fichtenholzes, aus welchem hier die Strebe beſteht, $K = 500$ Pfund, ſo erhält man den nöthigen Querſchnitt dieſer Strebe:

$$F_1 = \frac{Q_1}{K} = \frac{85780}{500} = 171{,}6 \text{ Quadratzoll},$$

und nimmt man den Feſtigkeitsmodul für das Zerreißen, nach I., §. 189, $K = 1200$ Pfund, ſo erhält man den erforderlichen Querſchnitt des hölzernen Schwengels:

$$F_2 = \frac{Q_2}{K} = \frac{40840}{1200} = 34 \text{ Quadratzoll}.$$

Der Querſchnitt des gußeiſernen Krahnbaumes iſt durch den Halbmeſſer $r = \sqrt[3]{\frac{4\,Q\,a}{\pi\,K}}$ beſtimmt. Setzen wir $Q\,a = 40000 \,.\, 16 \,.\, 12 = 7680000$ und $\frac{K}{4}$ nach I., §. 203, $= 8000$, ſo erhalten wir hiernach den geſuchten Halbmeſſer:

$$r = \sqrt[3]{\frac{7680000}{8000\,\pi}} = \sqrt[3]{\frac{960}{\pi}} = 6{,}74 \text{ Zoll},$$

alſo die Stärke des Halſes R:

$$d = 2r = 13{,}48, \text{ oder in runder Zahl, } 14 \text{ Zoll}.$$

Dieſe Stärke kann aus bekannten Gründen nach den Enden zu abnehmen.

Die Kraft, mit welcher der Krahn auf das Lager Q vertikal nach unten drückt, iſt $V = Q + G$, alſo, wenn das Gewicht G des Krahnes zu 18000 Pfd. abgeſchätzt wird, $V = 40000 + 18000 = 58000$ Pfund; die Kraft, mit welcher er dagegen am Hals R und am Lager Q horizontal wirkt:

$$R = \frac{a}{l}\,Q = \frac{16 \,.\, 40000}{12} = \frac{160000}{3} = 53333 \text{ Pfund}.$$

Damit dieſer große Seitendruck vom Fundamente aufgenommen werden könne, iſt es nöthig, die Steine deſſelben durch Anker mit einander zu verbinden.

§. 232. Den vorzüglichſten Arbeitsaufwand, welchen das Fortſchaffen der Laſten durch Krahne nöthig macht, erfordert das Heben der Laſt; weniger Arbeit beanſprucht die Drehung des Krahnes um ſeine vertikale Axe, und das überhaupt ſeltener nöthige Fortbewegen der Laſt in radialer Richtung, da es hierbei nur auf Ueberwindung der Reibung ankommt. Mechanik der Krahne.

Mechanik der Krahne.

Bei einem Krahne, wie Figur 463, wo die Last Q an einer losen Rolle hängt, ist die Spannung des Aufziehseiles $\frac{Q}{2}$; mißt daher die Kurbelhöhe a_1, der Trommelhalbmesser b_1 und haben die kleineren Treibräder der drei Zahnradvorgelege n_1, n_3 und n_5, die größeren Getriebräder derselben aber n_2, n_4 und n_6 Zähne, so hat man nach III., §. 51, die erforderliche Kraft an der Kurbelspille:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdot \frac{n_5}{n_6} \cdot \frac{b_1}{a_1} \frac{Q}{2}.$$

Ist ein Vorgelege außer Gang gesetzt, oder hat der Krahn nur zwei Vorgelege, so ändert sich die Formel in folgende um:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdot \frac{b_1}{a_1} \frac{Q}{2}.$$

Hat man gar nur ein Vorgelege, so ist:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{Q}{2}.$$

Besteht ferner das Vorgelege in einer einfachen Radwelle, wie bei dem Krahne in Figur 470, und ist der Halbmesser der Trommel auf der Kurbelwelle $= r_1$, und der Halbmesser des Rades, welches mit der oberen Trommel auf einer und derselben Welle sitzt, $= r_2$, so hat man:

$$P = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{Q}{2}.$$

Ist endlich die Last unmittelbar an das Zugseil befestigt, also an keine lose Rolle angehangen, so hat man statt $\frac{Q}{2}$, Q, also z. B. im letzteren Falle

$$P = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q \text{ zu setzen.}$$

Bei dem Schraubenkrahn in Figur 471 ist, wenn α das Ansteigen der Schraubengänge und ϱ den Reibungswinkel bezeichnet:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q \, tang.(\alpha + \varrho).$$

Für den Wassersäulenkrahn in Figur 478 hat man einfach die Kolbenkraft $P = \frac{Q}{3}$, da hier die Last mittels dreier Ketten an die Kolbenstange angeschlossen ist.

Ist F die Kolbenfläche und h die senkrechte Höhe der Kraftwassersäule, γ aber die Dichtigkeit des Wassers, so giebt die Formel $P = F h \gamma$, und es ist daher umgekehrt, die Kolbenfläche:

$$F = \frac{P}{h\gamma} = \frac{Q}{3 h \gamma}.$$

Digitized by Google

Der Kolbenreibung und anderer Nebenhinderniſſe wegen muß man aber 25 Procent zuſetzen.

Bei dem Dampfkrahn in Figur 483 mit dreifachem Vorgelege hat man, wenn man unter a_1 den Kurbelhalbmeſſer der Dampfmaſchine verſteht und ſtatt der Zähnezahlverhältniſſe $\frac{n_1}{n_3}$ und $\frac{n_2}{n_4}$ die entſprechenden Trommelhalbmeſſerverhältniſſe $\frac{r_1}{r_3}$ und $\frac{r_2}{r_4}$ einführt:

$$P = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{n_5}{n_6} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot Q.$$

Iſt F die Kolbenfläche und p der Dampfdruck auf die Flächeneinheit, ſo gilt auch die Formel $P = Fp$, und es iſt daher umgekehrt, die nöthige Kolbenfläche:

$$F = \frac{P}{p} = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_3}{r_4} \cdot \frac{n_5}{n_6} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{Q}{p}.$$

Bei dem Niederlaſſen der Laſt iſt dieſer Kraft P durch den Brems das Gleichgewicht zu halten.

Kommt es darauf an, den Krahn um ſeine vertikale Axe umzudrehen, ſo hat man die Reibung an der Baſis des Zapfens und die Seitenreibung an beiden Zapfen, oder nach Befinden, an dem Zapfen und am Halſe zu überwinden.

Iſt Q das Gewicht des leeren Krahnes, und ϱ_1 der Halbmeſſer ſeines unteren Zapfens oder Stiftes, ſo hat man das Moment der Reibung an der Baſis dieſes Stiftes nach I., §. 171

$$= {}^2/_3 \, \varphi \varrho_1 \, (Q + G).$$

Die aus dem Seitendrucke $R = \frac{a}{l} Q$ hervorgehende Seitenreibung hat, wenn noch ϱ_2 den Halbmeſſer des Krahnhalſes oder oberen Zapfens bezeichnet, das Moment

$$\varphi R \, (\varrho_1 + \varrho_2) = \varphi \, \frac{a}{l} \, Q \, (\varrho_1 + \varrho_2).$$

Wirkt daher die Umdrehungskraft P_1 an einem Hebelarme r, ſo iſt für dieſelbe

$$P_1 r = {}^2/_3 \varphi \varrho_1 \, (G + Q) + \varphi \, \frac{a}{l} \, (\varrho_1 + \varrho_2) \, Q \text{ und daher}$$

$$P_1 = {}^2/_3 \varphi \, \frac{\varrho_1}{r} \, (G + Q) + \varphi \, \frac{a}{l} \left(\frac{\varrho_1 + \varrho_2}{r} \right) Q.$$

Bei dem Krahne in Figur 473 wird dieſe Kraft noch durch ein Räderwerk herabgezogen, und bei dem Waſſerſäulenkrahn in Figur 478 wird dieſe Kraft durch den Kolben einer doppeltwirkenden Waſſerſäule ausgeübt. Iſt F_1 die Kolbenfläche dieſer Maſchine, ſo hat man

$$F_1 = \frac{P_1}{h_1 \gamma} \text{ zu ſetzen.}$$

Digitized by Google

Mechanik der Krahne.

Beispiel. Wenn bei dem im Beispiele des vorigen Paragraphen berechneten Krahne die Zähnezahlverhältnisse folgende sind:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{11}{66},\quad \frac{n_3}{n_4} = \frac{9}{54} \text{ und } \frac{n_5}{n_6} = \frac{9}{54}$$

und der Halbmesser b_1 der Trommel, auf welche sich das Seil wickelt, drei Mal enthalten ist in der Kurbelarmlänge a_1, so fällt die nöthige Kraft an der Kurbelspille zum Heben der Last $Q = 20000$ Pfund:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_3}{n_4} \cdot \frac{n_5}{n_6} \cdot \frac{b_1}{a_1} Q = \frac{11}{66} \cdot \frac{9}{54} \cdot \frac{9}{54} \cdot \frac{1}{3} \cdot 20000 = \frac{20000}{6.6.6.3}$$

$= 30{,}86$ Pfund aus.

Wollte man dagegen dieselbe Last durch einen Wassersäulenkrahn, wie Figur 478, heben, so würde bei einer Druckhöhe $h = 250$ Fuß, der Querschnitt der Kolbenfläche sein:

$$F = \frac{Q}{3h\gamma} = \frac{20000}{3.250.66} = \frac{40}{99} = 0{,}404 \text{ Quadratfuß},$$

und folglich der Durchmesser desselben 0,72 Fuß betragen, wofür aber der Sicherheit wegen 10 Zoll zu nehmen sein möchte.

Ist das Gewicht des ersteren Krahnes 18000 Pfund, der Halbmesser des Stiftes $\varrho_1 = 2$ und der des Halses $\varrho_2 = 10$ Zoll, die Armlänge $a = 16$ Fuß, der Abstand dieser beiden Stützpunkte von einander, $l = 12$ Fuß, der Hebelarm der Umdrehungskraft, $r = 8$ Fuß $= 96$ Zoll und der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}075$, so hat man die erforderliche Umdrehungskraft:

$$P_1 = \tfrac{2}{3}\varphi \frac{\varrho_1}{r}(G+Q) + \varphi \frac{a}{l}\left(\frac{\varrho_1+\varrho_2}{r}\right) Q$$

$$= \tfrac{2}{3} \cdot \tfrac{3}{40} \cdot \tfrac{2}{96} \cdot 38000 + \tfrac{3}{40} \cdot \tfrac{16}{12} \cdot \tfrac{12}{96} \cdot 20000 = 39{,}58 + 250$$

$= 289{,}58$ Pfund.

Dieser große Werth der Umdrehungskraft wird dadurch besonders herabgezogen, daß man den Krahnbaumhals mit einem Rollenring umgiebt, wodurch die gleitende Seitenreibung an diesem zum großen Theil in eine rollende übergeht. (S. I., §. 174.)

Rammmaschinen.

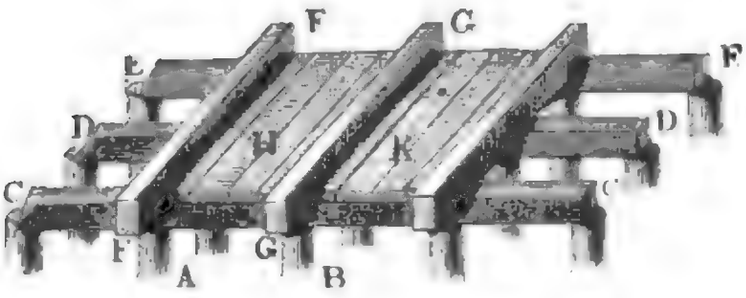
§. 233. Die sogenannten Rammmaschinen oder Schlagwerke (franz. sonnettes, engl. pile-engines) sind ebenfalls Maschinen, bei welchen es darauf ankommt, eine Last, und zwar den sogenannten Rammklotz, Rammbär oder Hoyer (franz. le mouton, engl. the battering-ram) auf eine kleine Höhe emporzuheben. Diese Maschinen dienen dazu, große Pfähle (franz. pieux, pilotis, engl. piles) in die Erde einzuschlagen, und erreichen diesen Zweck durch das senkrechte Niederfallen und Aufschlagen des Rammbäres auf den Kopf des einzuschlagenden Pfahles. Die durch die Rammmaschinen einzuschlagenden Pfähle dienen entweder zur Bildung eines sogenannten Pfahlrostes, oder zur Herstellung einer sogenannten Spundwand, und man hat es hiernach entweder mit dem Einrammen sogenannter Rostpfähle oder mit dem sogenannter Spundpfähle zu thun. Während die Rostpfähle in Entfernungen von 2 bis 4 Fuß von einander eingeschlagen werden, kommen diese dicht neben einander zu stehen. Die Rostpfähle A, B .., Fig. 485 (auf nebensteh. Seite), werden nach erfolgtem Einrammen an ihren Köpfen in gleicher Höhe ab-

Digitized by Google

geſchnitten und mit Zapfen verſehen, womit die darauf geſtreckten Roſt- oder Langſchwellen *CC*, *DD*, *EE* befeſtigt werden. Auf dieſe Schwellen kommen nun noch Zangen oder kürzere Querſchwellen *FF*, *GG* . . zu liegen, und ebenſo die Bohlen *H*, *K* . ., welche die Zwiſchenräume zwiſchen je zwei Zangen ausfüllen und die Grundfläche des zu tragenden Mauerwerkes abgeben. Die Spundpfähle erhalten Nuthen, in welche Federn eingezogen werden, die einen ganz oder nahe waſſerdichten Verſchluß geben. Man verwendet Pfähle von 10 bis 30 Fuß Länge und 8 bis 20 Zoll Stärke, und ſpitzt ſie, des leichteren Eindringens wegen, in Form einer ſpitzen vierſeitigen Pyramide zu oder giebt ihnen wohl auch einen eiſernen Schuh.

Rammmaſchinen

Fig. 485.



Der Rammbär, womit die Pfähle eingeſchlagen werden, beſteht entweder aus dichtem Eichenholze oder aus Gußeiſen, und hat ein Gewicht von 5 bis 15 Centnern. Um das Spalten der am häufigſten angewendeten hölzernen Rammbäre zu verhindern, müſſen dieſelben mit eiſernen Ringen verſehen werden. Das Heben des Rammbäres erfolgt entweder aus freier Hand oder mittels eines über eine Rolle weggeführten Seiles; im erſten Falle hat man es mit der einfachen Handramme zu thun, im zweiten Falle hingegen mit der ſogenannten Zugramme. Bei der gewöhnlichen Zugramme läuft das Zugſeil in eine Menge Leinen aus, welche von den Arbeitern ergriffen und niedergezogen werden, wenn es darauf ankommt, den Rammbär zu heben. Bei der ſogenannten Kunſtramme geſchieht das Heben des Bärs durch beſondere mechaniſche Vorrichtungen, wie z. B. Räderwerke u. ſ. w.

Die Handramme (vergl. II., §. 79) iſt nur ein unvollkommenes Hülfsmittel zum Einſchlagen der Pfähle. Sie beſteht in einem Klotz *AB*, Fig. 486, aus Eichenholz, welcher mit vier langen Bügeln ausgerüſtet iſt, womit er von vier Arbeitern ergriffen und emporgehoben wird. Eine ſolche Ramme darf, da ein Menſch nicht über 30 Pfund an ihr auszuüben vermag, nicht mehr als 120 Pfund wiegen und iſt deshalb nur zum Einrammen ſchwacher Pfähle ausreichend.

Fig. 486.

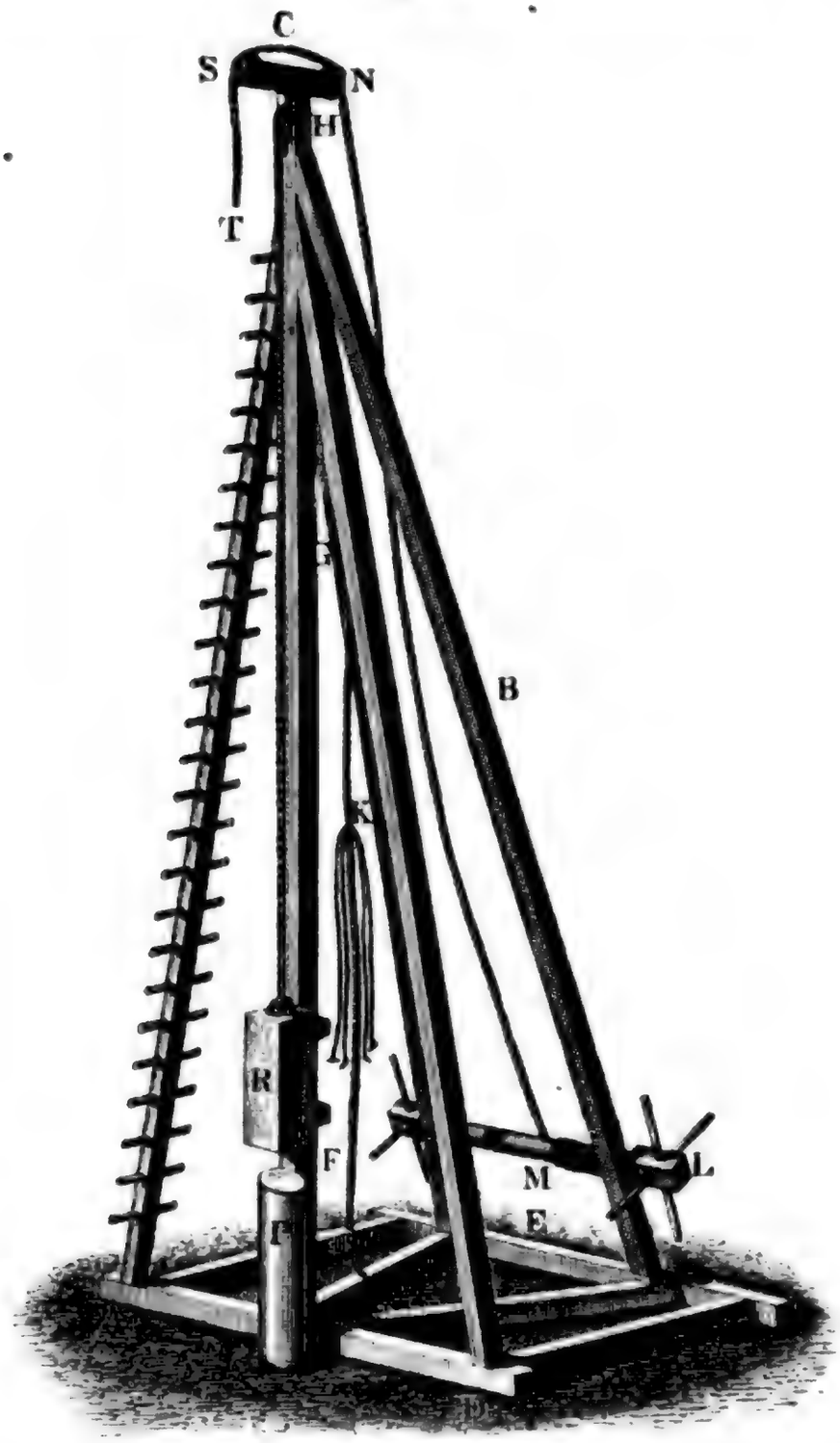
Bei den Zugrammen ſteigt der Rammklotz *R*, Fi-

Digitized by Google

Rammmaſchinen.

gur 487, an einer aus einer oder zwei Ruthen, den ſogenannten Läufern, Läuferruthen oder Mäcklern, beſtehenden Führung auf und nieder, und er iſt zu dieſem Zwecke mit Armen ausgerüſtet, welche dieſe Ruthen umfaſſen. Das Rammgerüſte *ABC* ruht auf einem beweglichen Schwellwerk *ADE*, welches einen Dielenboden für die ſogenannte Stube, d. i.

Fig. 487.

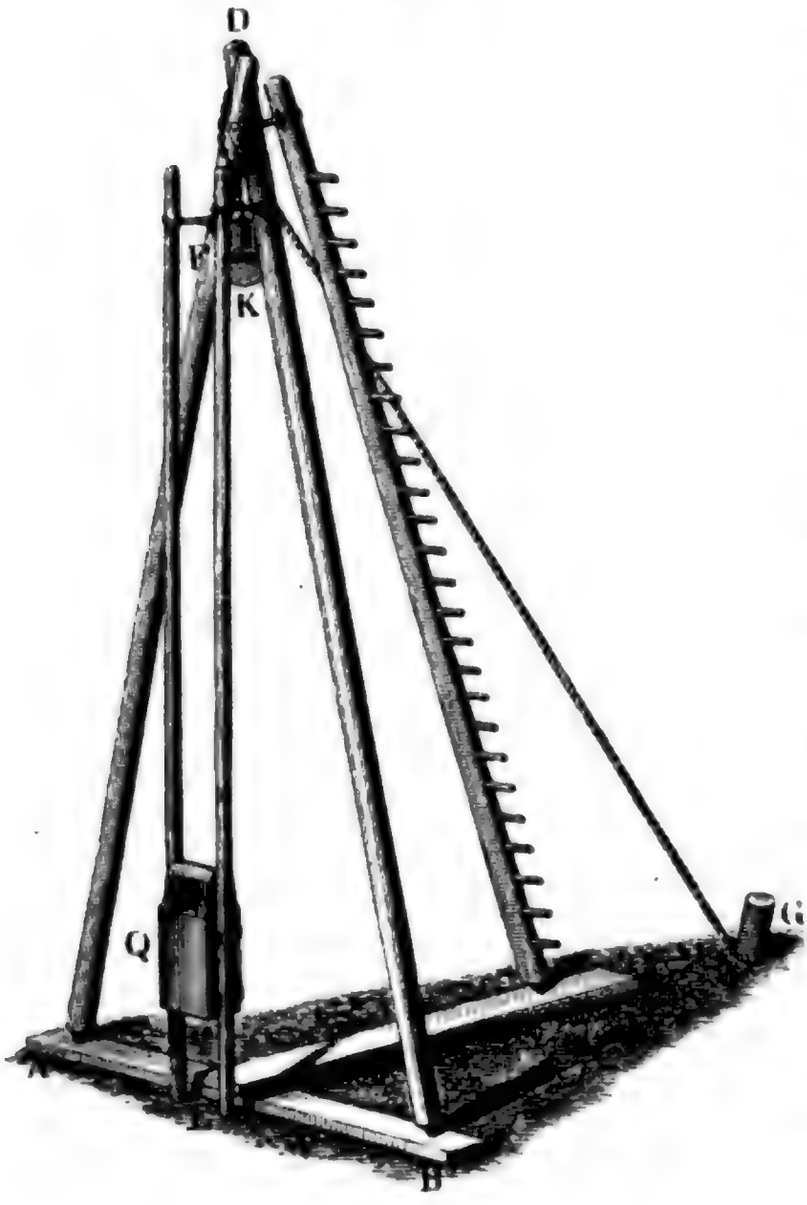


den Standpunkt der Arbeiter, erhält. In dem oberen Ende der Läuferruthe *FGH* iſt die ſogenannte Rammſcheibe *H* eingelaſſen, welche das Rammtau *RHK* vom Klotze nach der Stube herabführt. Zum Setzen des Pfahles *P* dient eine Winde *LM*, deren Zapfenlager auf den

hinteren Streben des Gerüſtes feſtſitzen. Das Windetau *MNST* geht über zwei Rollen in dem ſogenannten Krahnbalken *C*, der auf dem oberen Ende der Läuferruthe liegt. Rammmaſchinen.

Sehr einfach und zweckmäßig iſt die in Fig. 488 abgebildete holländiſche Ramme. Es beſteht hier die ganze Rüſtung aus drei Bäumen *AD*, *BD* und *CD*, welche unten mit eiſernen Dornen verſehen ſind, womit ſie auf zwei über das Kreuz gelegte Pfoſten zu ſtehen kommen, und oben durch einen mit einem Scharniere verſehenen Bolzen mit einander verbunden ſind. Der Rammklotz *Q* iſt hier mit acht kurzen Armen verſehen, welche die dünnen Ruthen der ſogenannten Scheere *EF* zwiſchen ſich faſſen. Dieſe Ruthen werden mit ihren eiſernen Füßen entweder unmittelbar in das Erdreich geſetzt, oder ſie kommen auf beſondere Bohlen zu ſtehen; am Kopfe ſind ſie dagegen durch eiſerne Bügel mit den Rüſtbäumen verbunden. Durch das ſogenannte Kopftau *D G*, welches vom Kopfe des Gerüſtes nach einem in das Erdreich eingeſchlagenen Pfahl *G* herabgeht, wird der feſte Stand des Gerüſtes noch beſonders erhöht. Die Rammſcheibe *K* befindet ſich in einem Kloben, welcher mittels einer Kette an den Kopf des Gerüſtes aufgehangen iſt.

Fig. 488.



§. 234. Bei dem Ziehen der Arbeiter an den Leinen des Rammtaues wird das menſchliche Arbeitsvermögen ſehr unvollſtändig benutzt, zumal da zum Heben eines ſchweren Rammklotzes, ſelbſt bei einer großen Anzahl Kunſtramme.

Digitized by Google

Kunstramme. von Arbeitern, eine große Anstrengung erforderlich ist, welche es nöthig macht, daß diese Arbeitsvorrichtung in kurzen Absätzen mit mindestens ebenso langen Zwischenpausen erfolgt. Es ist überdies ein auch theoretisch nachzuweisender Erfahrungssatz, daß der Wirkungsgrad des Rammens mit dem Gewichte und der Steighöhe des Rammbäres wächst; da nun aber bei der Zugramme die Anzahl der Arbeiter nicht ohne Nachtheil in der Wirkung des Einzelnen vergrößert und der Rammklotz höchstens 4 bis 5 Fuß hoch gehoben und geschleudert werden kann, so ist das Einrammen der Pfähle mittels der Zugramme aus doppelten Gründen eine mechanisch unvollkommene Arbeitsverrichtung. Diese Unvollkommenheiten lassen sich aber bei den Kunstrammen größtentheils vermeiden, da man hier nicht allein mit mehr Vortheil die Arbeiter an einer Radwelle arbeiten lassen, sondern auch durch Vorgelege das Gewicht und die Steighöhe des Rammbäres beliebig vergrößern kann. Es haben folglich die Kunstrammen einen entschiedenen Vorzug vor den Zugrammen.

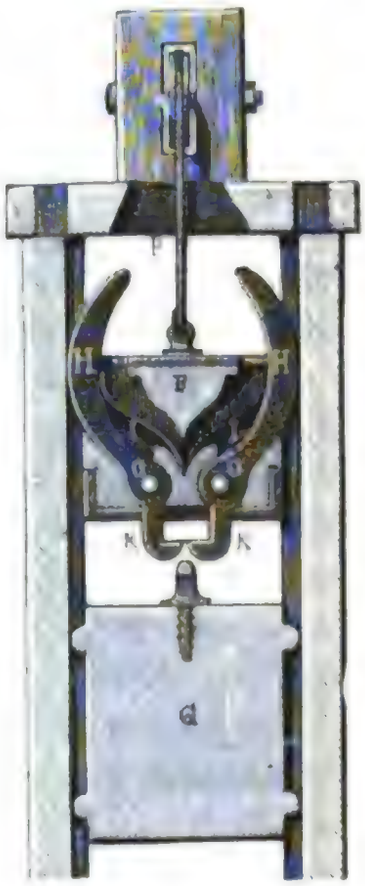
Die Einrichtung einer einfachen Kunstramme ist aus Fig. 489 a. f. S. zu ersehen. Die Arbeiter setzen hier eine Welle B mittels einer doppelten Kurbel AA in Umdrehung, und diese Welle theilt ihre Bewegung mittels der Zahnräder E und F einer Trommel G mit, um welche sich das eine Ende des Rammtaues wickelt. Ist der Rammbär Q nach mehrmaligem Umdrehen der Kurbel auf eine gewisse Höhe gestiegen, so verschiebt man die Kurbelwelle B mittels des Hebels CDE in ihrer Axenrichtung und bringt dadurch das Zahnrad E aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade F, so daß nunmehr der Rammklotz Q ungehindert auf den Pfahl P herabfallen kann. Diese Einrichtung einer Kunstramme hat aber noch den Nachtheil, daß sich das Rammtau beim Niederfallen des Rammbäres sehr schnell über die Leitrolle wegziehen und von der Trommel abwickeln muß, wobei es nicht allein leicht in Unordnung geräth, sondern auch mit diesen Maschinentheilen zugleich stark abgeführt wird. Deshalb zieht man es vor, den Rammbär mittels eines Hakens an das Rammtau zu hängen, welcher sich von selber löst, und also den Rammbär zurückfallen läßt, nachdem er eine gewisse Steighöhe erreicht hat. Sehr zweckmäßig ist die Anwendung einer Zange, wie Figur 490 vor Augen führt. Der Rammbär Q, welcher hier in einer Führung zwischen den zwei Laufruthen beweglich ist, hat ein Oehr, womit er von einer aus zwei Haken HOK, HOK bestehenden Zange ergriffen wird, die mittels ihrer Bolzen O, O auf einem besonderen Stücke F, dem sogenannten Fallblock, festsitzen. Dieser Block ist unmittelbar an das Rammtau befestigt und läßt sich wie der Rammbär in der Führung zwischen den Läuferruthen verschieben. Zwei Stahlfedern I, I, welche auf diesem Blocke festsitzen, drücken die langen Schenkel H, H der Zange nach außen, und folglich das Gebiß K, K der-

Digitized by Google

ſelben zuſammen; gelangt aber der Block am Obertheil des Rammgerüſtes an, ſo werden die Schenkel *H*, *H* von den Seitenbacken, welche da- Kunſtramme.

Fig. 489.

Fig. 490.



ſelbſt angebracht ſind, zuſammengedrückt, wobei ſich das Gebiß *K K* der Zange aus dem Oehre des Rammklotzes herauszieht, ſo daß nun dieſer ungehindert herabfallen kann. So wie ſich der Rammklotz aus der Zange ausgehakt hat, bringt man mittels des Hebels *C D E* (Fig. 489) das Zahnrad auf der Kurbelwelle aus dem Eingriffe mit dem Zahnrade auf

Digitized by Google

der Trommel, so daß nun auch der Fallblock frei wird und zum Herabfallen gelangt. Beim Aufschlagen dieses Blockes auf den Rammbär öffnet sich nun auch in Folge ihrer besonderen Form das Gebiß *KK* der Zange *HKKH* und erfaßt das Oehr des Rammbäres, der sich nun durch Umdrehung der Kurbel *AA* von neuem emporheben läßt.

Mittels der hier beschriebenen Kunstramme hebt man Rammbäre von 700 bis 1500 Pfund durch drei bis sechs Mann 15 bis 30 Fuß hoch.

Dampframme. §. 235. Man hat auch Kunstrammen durch Treträder, Hand- und Pferdegöpel, oder durch Wasserräder in Umtrieb gesetzt, und in neueren Zeiten sogar die Dampfkraft hierzu in Anwendung gebracht. Insbesondere haben sich aber die Dampframmen von Nasmyth als sehr kräftige und brauchbare Maschinen bewährt.

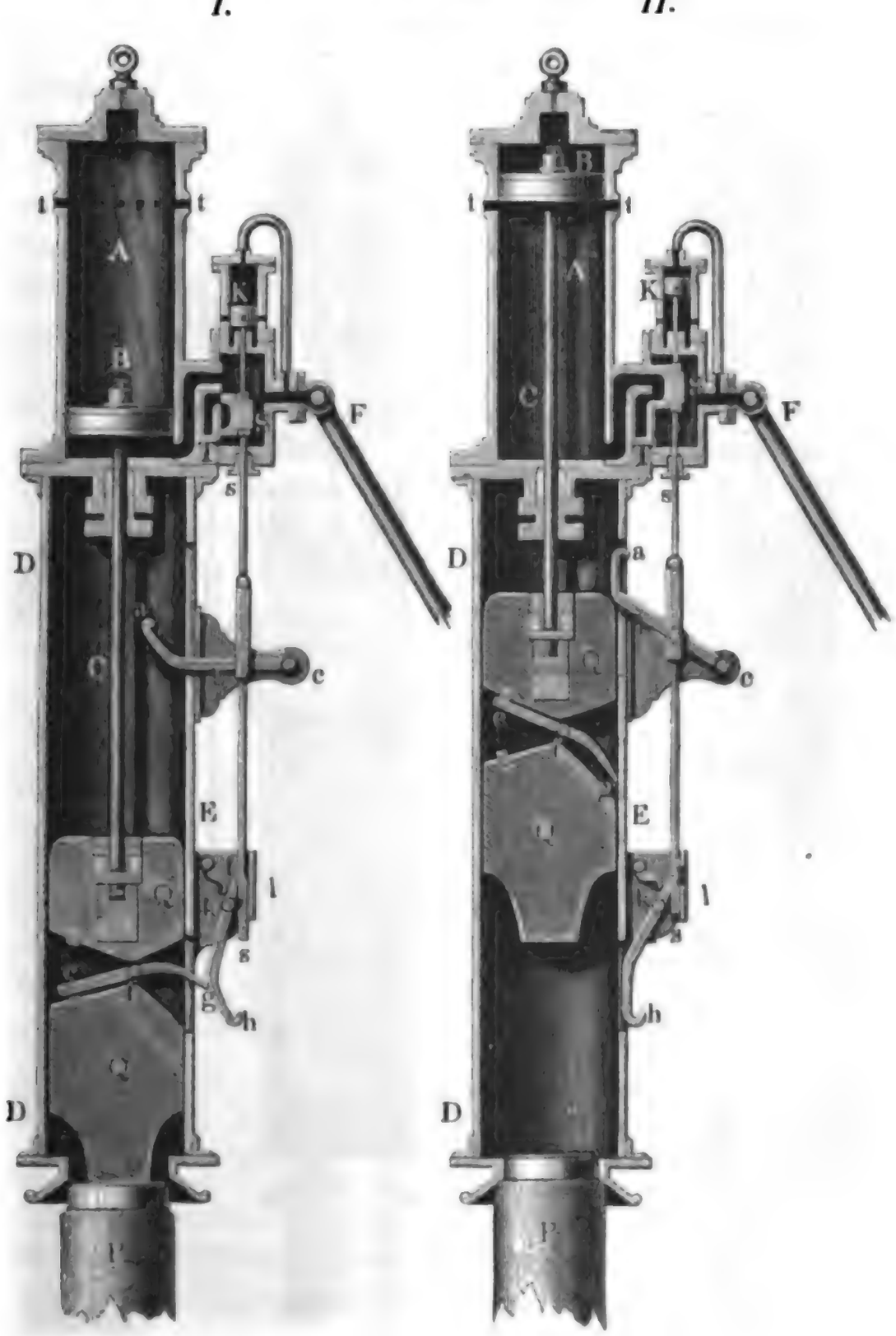
Diese Rammmaschine unterscheidet sich von den anderen Maschinen dieser Art besonders dadurch, daß sie den sehr schweren Rammbär auf eine kleine Höhe hebt und ihn sehr schnell aufeinander folgende Schläge machen läßt. Da die Leistung des Rammbäres von dem Producte Qh aus seinem Gewichte Q und seiner Steighöhe h abhängt, so wird dadurch, daß man h in demselben um so viel vermindert als man Q größer nimmt, nichts an Leistung verloren, wohl aber hat man dann den Vortheil, daß man den Dampf direct wirken, d. h. den Rammbär gleich unmittelbar von der Stange des Dampfkolbens heben lassen kann, was bei der gewöhnlichen Steighöhe der Rammbäre unmöglich wäre. Ein Hauptvortheil der Dampframme besteht aber noch darin, daß man mit derselben die Arbeit des Einrammens möglichst beschleunigen kann, zumal da, wie es scheint, das Eindringen der Pfähle durch die schnelle Aufeinanderfolge der Schläge befördert wird. Der Rammbär einer solchen Maschine hat ein Gewicht von 50 Centnern und macht in einer Minute 70 bis 80 Schläge von je 3 Fuß Höhe. Da bei der Kunstramme mit Kurbelbewegung nur wenig Arbeiter zugleich arbeiten können, folglich deren Arbeitsquantum in einer gewissen Zeit nur ein sehr kleines sein kann, so muß natürlich deren Arbeitsverrichtung sehr langsam vor sich gehen, und daher die Anzahl der Anhübe des Rammbäres sehr klein ausfallen. In der That, solche Maschinen machen in der Stunde auch nur 10 bis 40 Schläge.

Die Nasmyth'sche Dampframme ruht auf einer Plattform mit 4 Rädern, welche auf einer Eisenbahn längs der Pfahlreihen laufen. Der Läufer des Rammbäres ist fest an eine Seite dieser Plattform angeschraubt, und wird nicht allein durch zwei Streben, sondern auch durch Zugstangen, welche vom Kopfe desselben nach den vier Ecken der Plattform herabgehen, in seiner vertikalen Lage erhalten. Auf diesem Kopfe sitzt eine große Leitrolle, über welche eine starke Kette läuft, an deren einem Ende der ganze

Treibeapparat aufgehangen iſt, während ſich das andere Ende um eine Trommel windet, die durch eine auf der Plattform befeſtigte Dampfmaſchine in Umdrehung geſetzt werden kann, welche überdies noch zum Aufrichten der Pfähle und Fortrollen des ganzen Apparates auf der Schienenbahn dient. Der Treibeapparat iſt in Fig. 491 abgebildet. Es beſteht derſelbe aus dem Dampfcylinder *A* und dem gußeiſernen Rammbock *Q* von circa 50 Centnern Gewicht, welcher durch die Kolbenſtange *C* mit

Dampframme.

Fig. 491.

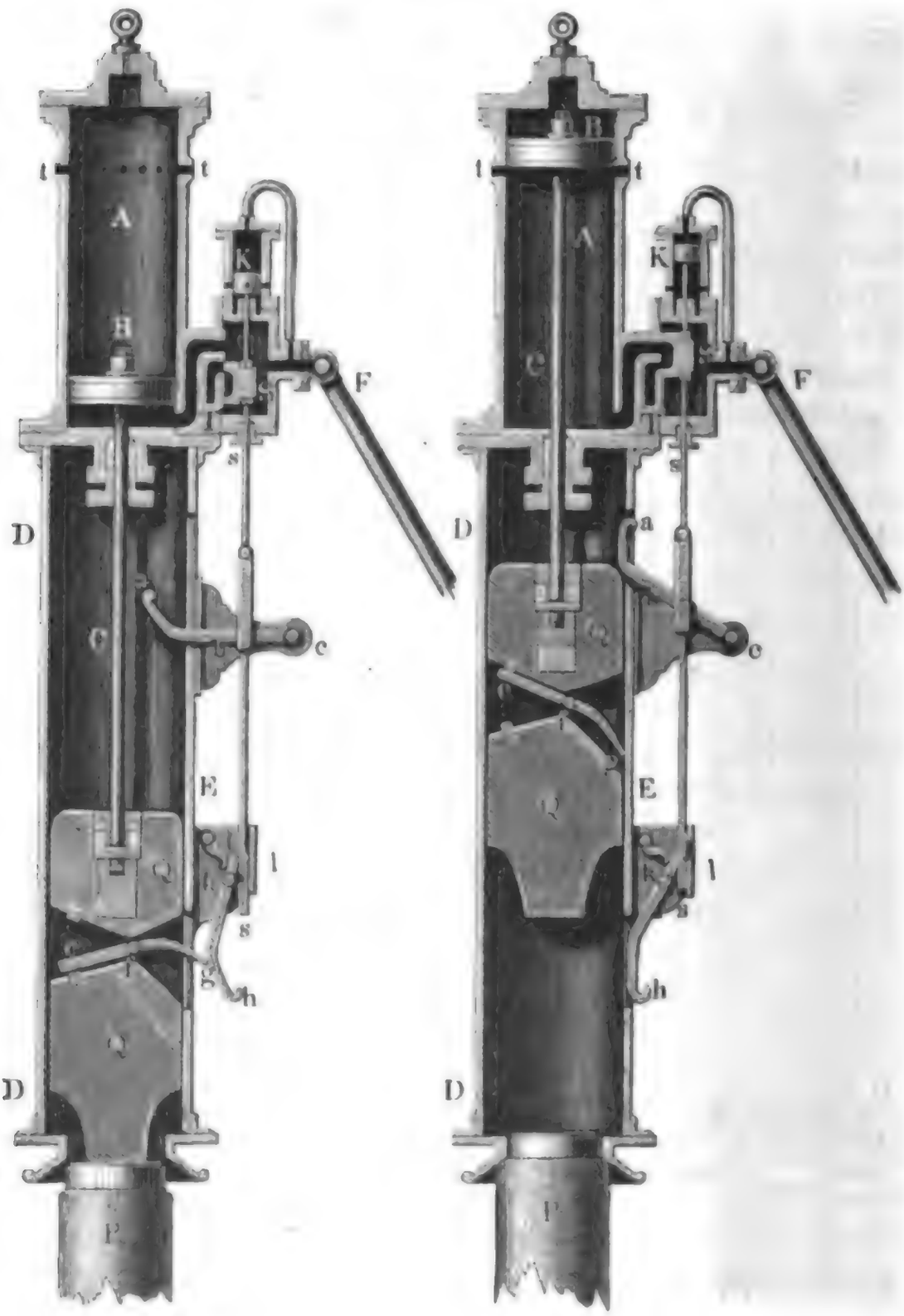


Digitized by Google

Dampframme. dem Kolben *B* im Dampfcylinder verbunden iſt. Damit der Rammbär ſenkrecht auf- und niederſteige, iſt derſelbe von einer ſchmiedeeiſernen Röhre *D D E* umgeben, welche mittels eines geeigneten Anſatzes auf dem Pfahlkopf *P* aufſitzt und oben mit dem Dampfcylinder feſt verbunden iſt. Der Dampf wird aus dem auf der Plattform ruhenden Locomotivenkeſſel mittels einer Gelenkröhre *F* der mit dem Dampfcylinder feſt verbundenen Dampfkammer zugeführt. Bei der in *I* gezeichneten Schieberſtellung tritt

Fig. 492.

I. *II.*



Digitized by Google

der Dampf unter den Kolben *B* und hebt denſelben ſammt dem daran hängenden Rammbär *Q*, 3 Fuß hoch empor. Gegen Ende des Hubes trifft der Rammbär einen Steuerhebel *abc*, welcher ſich um die feſte Axe *c* dreht und in *b* die Steuerſchieberſtange *ss* angreift, wodurch nun der Schieber *S* zum Steigen gebracht und der Zutritt des Dampfes zum Dampfcylinder abgeſperrt wird. Die Dampfkolben *B* und der Dampfſchieber *S* befinden ſich nun in der in *II* angegebenen Stellung, wobei der Dampf nicht allein durch ein bei *T* ſich anſchließendes Ausblaſerohr, ſondern auch durch die Löcher *t*, *t* im Umfange des Dampfcylinders ausſtrömen kann. In Folge deſſen fällt der Rammbär faſt augenblicklich auf den Pfahlkopf *P* herab, und treibt den Pfahl um einen gewiſſen Weg tiefer in das Erdreich ein, worauf nun noch ein Nachſinken des dadurch ſeiner Stütze beraubten Apparates *ADDE* erfolgt. Bei dem Aufſchlagen des Rammbäres gelangt die Zunge *efg* aus der Lage, welche *II* anzeigt, in die von *I*, und drückt dabei den längern Arm des Hebels *hkl* auswärts, ſo daß nun der kürzere Arm deſſelben aus dem Ausſchnitte in der Schieberſtange *ss* ausſchnappt, und dieſe ſammt dem Schieber durch den Druck des Dampfes über den am obern Ende dieſer Stange ſitzenden Gegenkolben *K* herabſinkt; worauf nun dem Dampfe wieder der Zutritt zum Dampfcylinder eröffnet wird. Während des nun erfolgenden Kolbenaufganges wird die Zunge *efg* von der Röhrenwand *DDE* bei *g* wieder in die Stellung von *II* herabgedrückt, ſo daß nun ihre Wirkung auf den Hebel *hkl* aufhört und der kurze Arm deſſelben durch den Druck einer Feder wieder in den Einſchnitt der mittlerweile emporgeſtiegenen Steuerſchieberſtange einſchnappt. Dampframme

Damit der Treibeapparat ſammt dem Kolben allmälig ſenkrecht niederſinke, iſt der Läufer mit Eiſenſchienen ausgerüſtet, welche durch an der Blechröhre befeſtigte Klammern umfaßt werden. Um ferner den Kolbenaufgang zu begrenzen und das Aufſchlagen des Kolbens auf den Cylinderdeckel zu vermeiden, hat man den Obertheil dieſes Cylinders luftdicht verſchloſſen, und um endlich die Erſchütterungen beim Aufſchlagen des Rammbäres auf den Pfahl für den Kolben und deſſen Stange möglichſt unſchädlich zu machen, iſt die Verbindung dieſer Stange mit dem Rammklotz durch Einlage von Pappelholzſcheiben möglichſt elaſtiſch gemacht.

Anmerkung. Bei einer Pilotirung in den Catharinendocks zu London hat man die atmoſphäriſche Ramme von Clarke und Varley in Anwendung gebracht, welche den Rammbär durch den Druck der atmoſphäriſchen Luft hebt. Bei dieſer Ramme iſt das Rammſeil an die Stange eines Kolbens angeſchloſſen, welcher in einem Cylinder ſpielt, der oben offen iſt und unten mit dem Vacuo einer Luftpumpe in Verbindung ſteht (ſiehe die Zeitſchrift: der Ingenieur, Bd. II.).

Digitized by Google

Mechanische Arbeit der Rammen.

§. 236. Der mechanische Arbeitsaufwand, welchen das Einschlagen der Pfähle mittels einer Rammmaschine in Anspruch nimmt, läßt sich aus dem Gewichte des Rammbäres, der Steighöhe desselben und der Anzahl der Anhübe berechnen. Dem Gewichte Q des Rammbäres und der Steighöhe h desselben entspricht pro Anhub die mechanische Leistung, Qh. Erfordert nun das Einschlagen eines Pfahles n Schläge, so ist folglich der mechanische Arbeitsaufwand für einen Pfahl $= nQh$, und ist endlich m die Anzahl der täglich einzuschlagenden Pfähle, so hat man die durch die Rammmaschine täglich beanspruchte mechanische Arbeit:

$$L = mnQh,$$

und umgekehrt, die Anzahl der Pfähle, welche mit einer gegebenen Arbeit L täglich eingeschlagen werden können:

$$m = \frac{L}{nQh}.$$

Nach den französischen Angaben ist für das Arbeiten an der Zugramme, sowie in allen den Fällen, wo es darauf ankommt, eine Last mittels eines über eine Rolle laufenden Seiles emporzuheben und nach jedem Anhube wieder zurückfallen zu lassen:

die Kraft eines Menschen, $K = 38$ Pfund, mittlere Geschwindigkeit $c = 0{,}64$ Fuß, und Arbeitszeit $t = 6$ Stunden, und folglich das tägliche Arbeitsquantum $Kct = 38 \,.\, 0{,}64 \,.\, 6 \,.\, 60 \,.\, 60 = 525300$ Fußpfund. Nach I., §. 84 ist dagegen die tägliche Leistung eines Menschen an der Kurbel 1'175040 Fußpfund, und zwar bei der mittleren Kraft $K = 17$ Pfund, Geschwindigkeit $c = 2{,}4$ Fuß und Arbeitszeit $t = 8$ Stunden. Diesem zufolge ist also auch die mechanische Leistung des Menschen an der Kunstramme mit einer Kurbel $\frac{1'175040}{525300} = 2{,}24$, d. i. nahe $2\frac{1}{4}$ mal so groß als an der Zugramme. Dieses ungünstige Verhältniß in der Leistung der Zugramme hat seinen Grund darin, daß hier die Kraft des Menschen $K = 38$ Pfund nicht allein von ihrem mittleren Werthe bedeutend abweicht, sondern auch unter ungünstigen Umständen ausgeübt werden muß, wobei sich die Arbeiter so sehr anstrengen müssen, daß sie je nach einer kurzen Arbeitsdauer oder sogenannten Hitze von oft nur 40 bis 60 Secunden eine Arbeitspause von 2 bis 3 Minuten nöthig haben. Kräftige und eingeübte Arbeiter liefern allerdings zuweilen ein nahe doppelt so großes Arbeitsquantum an der Zugramme, nicht selten aber kommt es auch vor, zumal wenn die Anzahl der Arbeiter sehr groß ist, daß die Leistung eines Arbeiters den oben angegebenen Werth noch nicht einmal erreicht.

Bei der Zugramme bestimmt sich das Verhältniß zwischen der Kraft P und dem Gewichte Q des Rammbäres einfach aus dem Winkel α, um

Digitized by Google

welchen die einzelnen Zugleinen von der Vertikalen oder der Richtung des Rammtaues abweichen. Von der ganzen Kraft P eines Arbeiters kommt nur der vertikale Component $P \cos. \alpha$ zur Wirkung; iſt folglich ν die Anzahl der Arbeiter, ſo hat man die Kraft des einzelnen: Mechaniſche Arbeit der Rammen.

$$P = \frac{Q}{\nu \cos. \alpha}.$$

Bei einer Kunſtramme mit Vorgelegshaspel iſt dagegen, wie aus dem in §. 215 Angegebenen unmittelbar hervorgeht, dieſe Kraft:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{Q}{\nu}.$$

Für die Dampframme iſt einfach die zum unmittelbaren Heben des Rammbäres nöthige Dampf- oder Kolbenkraft:

$$P = Q.$$

Beiſpiel. Wenn der Rammbär einer Zugramme 700 Pfund ſchwer iſt, und die Zugkraft eines Arbeiters in der Richtung des Rammtaues, $P = 35$ Pfund angenommen wird, ſo hat man die nöthige Anzahl der Arbeiter $\nu = \frac{Q}{P} = \frac{700}{35} = 20$, und daher die tägliche Leiſtung derſelben $L = \nu K c t = 20 \,.\, 525300 = 10'506000$ Fußpfund. Soll der Rammbär bei jedem Anhube 4 Fuß gehoben werden, und ein Pfahl zu ſeinem Einrammen 1500 Schläge erfordern, ſo iſt das auf das Einſchlagen eines Pfahles verwendete Arbeitsquantum $= 700 \,.\, 4 \,.\, 1500 = 4'200000$ Fußpfund, und daher die Anzahl der täglich einzurammenden Pfähle $m = \frac{10'50600}{4'200000} = 2\frac{1}{2}$. Bei Anwendung einer Kunſtramme mit Kurbelbewegung würde man vielleicht nur 4 Arbeiter zum Heben des Rammbäres verwenden, dafür aber denſelben etwa 20 Fuß hoch heben. Wäre hier die Anzahl der Zähne des Rades auf der Kurbelwelle 4mal in der des Rades auf der Seiltrommel enthalten, alſo $\frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{4}$, und der Halbmeſſer b der letzteren 3mal in der Kurbellänge a enthalten, alſo $\frac{b}{a} = \frac{1}{3}$, ſo hätte man die Kraft zum Aufziehen des Rammbäres: $P = \frac{1}{4} \,.\, \frac{1}{3} \,.\, \frac{700}{4} = \frac{1}{12} \,.\, 175 = 14{,}58$ Pfund, alſo etwas kleiner als oben angegeben worden iſt. Da hier die Steighöhe des Rammbäres $\frac{20}{4} = 5$mal ſo groß iſt als bei der Zugramme, ſo läßt ſich vorausſetzen, daß hier ein Pfahl zu ſeinem Eintreiben nur $\frac{1}{5}$ mal ſo viel, d. i. nur $\frac{1}{5} \,.\, 1500 = 300$ Schläge bedarf. Ein jeder Schlag nimmt $700 \,.\, 20 = 14000$ Fußpfund Arbeit in Anſpruch; da das tägliche Arbeitsquantum der 4 Arbeiter $4 \,.\, 1'175040 = 4'700160$ Fußpfund beträgt, ſo iſt folglich die Anzahl der mit dieſer Maſchine täglich einzutreibenden Pfähle:

$$m = \frac{4'700160}{300 \,.\, 14000} = \frac{4'700160}{4'200000} = 1{,}12.$$

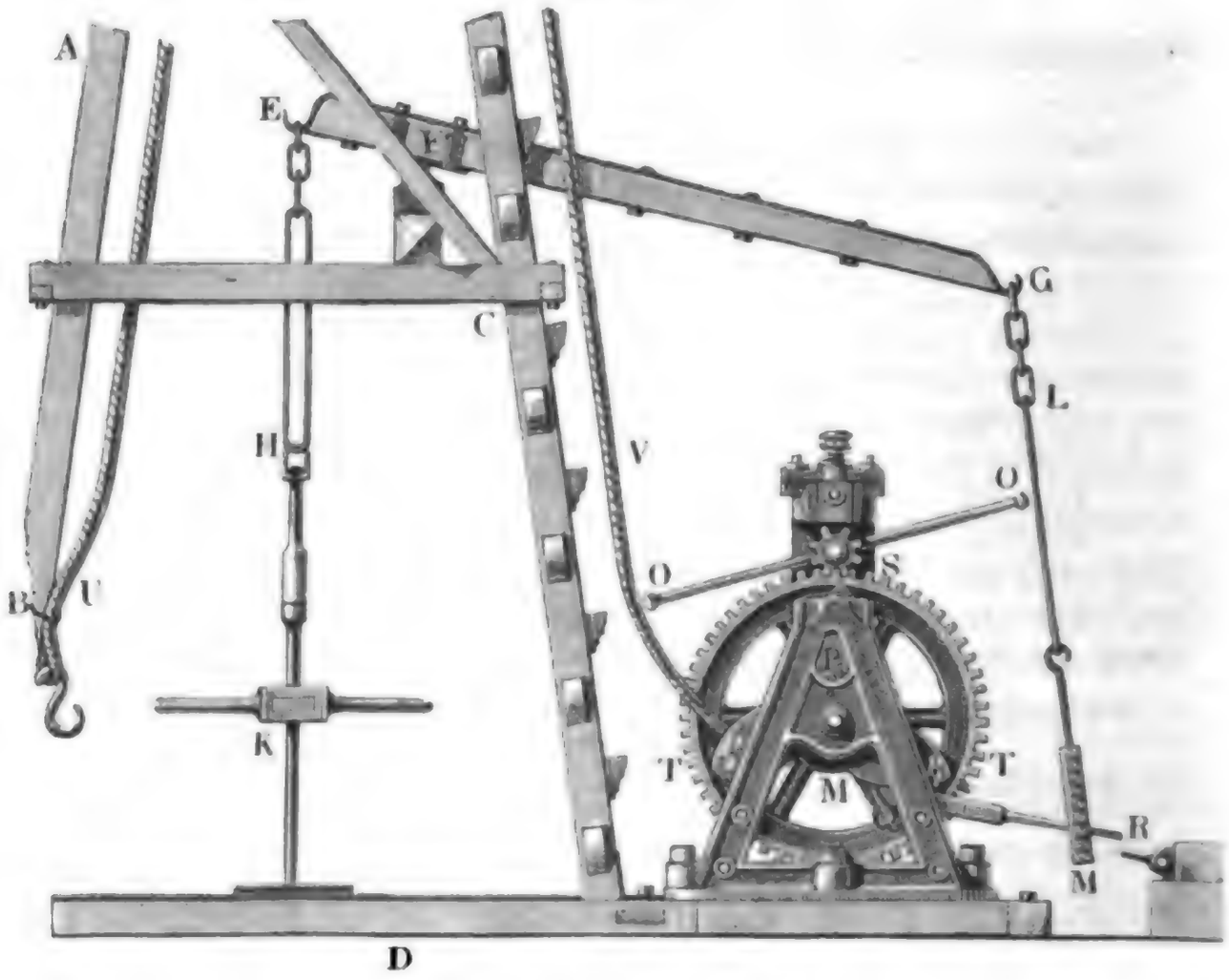
Anmerkung. Ueber die Tragfähigkeit der eingerammten Pfähle iſt in Theil I., §. 287 u. ſ. w. das Nöthigſte mitgetheilt worden.

§. 237. Das ſogenannte Abbohren (franz. le sondage, engl. the boring) oder Bohren von runden tiefen Löchern in die feſte Erdrinde hat Abbohrmaſchinen.

Abbohrmaschinen.

die meiste Aehnlichkeit mit dem Einrammen der Pfähle durch die Kunstramme; denn auch hier kommt es darauf an, einen schweren Körper, das sogenannte Bohrgestänge sammt dem Bohrer, mittels eines Haspels oder einer andern Radwelle wiederholt emporzuheben und niederfallen zu lassen. Die Höhe, auf welche das Bohrgestänge gehoben wird, ist allerdings nur 1 bis 3 Fuß, und deshalb ist denn auch hierbei statt der Leitrolle mit Vortheil ein Hebel anzuwenden. Die wesentliche Einrichtung einer Abbohrmaschine nach Degousée ist aus Fig. 493 zu ersehen. *ABCD* ist der untere Theil des sogenannten Bohrgerüstes, in *EFG*

Fig. 493.



sieht man den um *F* drehbaren Hebel oder Schwengel, an welchem einerseits das in einem Bohrer sich endigende Bohrgestänge *HK* und andererseits eine eiserne Stange *LM* hängt, wodurch der Schwengel zunächst in Bewegung gesetzt wird. Ferner ist *STT* ein gewöhnlicher Vorgelegshaspel mit den Hörnern *O*, *O*, und es ist P_1, P_2, P_3 eine auf der Trommel *M* sitzende und drei Hebe- oder Druckdaumen bildende Eisenscheibe, womit ein zweiter Hebel oder Schwengel *QR* niedergedrückt wird, welcher durch eine Scheere am Ende der Stange *LM* hindurchgeht. Leicht ist zu ermessen, wie durch Umdrehung des Haspels mittels der Daumen P_1, P_2, P_3,

Digitized by Google

des Schwengels QR, der Stange LM und des Schwengels EFG das Bohrgeſtänge emporgehoben werden kann. Damit das Bohrloch möglichſt rund ausfalle, muß der Bohrer mittels eines Querarmes oder des ſogenannten Stangenbündels K nach jedem Stoße um einen kleinen Theil des ganzen Umfanges gedreht werden. Abbohrmaſchinen.

Wenn ſich das Bohrloch ſo ſtark mit Bohrmehl oder Schmand angefüllt hat, daß dadurch die Wirkſamkeit des Bohrers gehindert wird, ſo zieht man das Bohrgeſtänge aus dem Bohrloche heraus, ſchraubt ſtatt des Bohrers den mit einem Ventile verſehenen Bohrlöffel an das Geſtänge, und hängt nun daſſelbe wieder in das Bohrloch. Um nun den Löffel mit Bohrſchmand zu füllen, hebt man das Bohrgeſtänge einige Mal auf und nieder. Hierauf zieht man das Geſtänge wieder aus dem Bohrloche, ſchraubt den Löffel ab und das Bohrſtück an und läßt das Bohrgeſtänge in das Bohrloch, ſo daß nun das Bohren von Neuem beginnen kann. Wenn das Bohrloch eine größere Tiefe erreicht hat, ſo iſt das Herausziehen des Bohrers mit vielen Umſtänden und großem Zeitaufwand verbunden, da hierbei das Bohrgeſtänge in Theile zerlegt werden muß. Dieſes Herausziehen des Bohrgeſtänges aus dem Bohrloche wird durch ein ſtarkes Tau UV bewirkt, welches über eine Rolle am Kopfe des Bohrgerüſtes weggeführt iſt, und um den Rundbaum des Haspels ST gelegt wird, wenn zum Herausziehen verſchritten werden ſoll.

Aus dem Vorſtehenden iſt zu erſehen, daß das Abbohren mit dem Erdbohrer aus einer dreifachen Arbeit beſteht. Es iſt nämlich das Bohrgeſtänge

1) in Hitzen von etwa 100 Schlägen emporzuheben,

2) hierbei daſſelbe allmälig umzudrehen und

3) daſſelbe von Zeit zu Zeit ganz aus dem Bohrloch herauszuziehen und wieder in daſſelbe hinabzulaſſen.

Der Arbeitsaufwand, welchen das Heben des Bohrers beanſprucht, iſt ſo zu beurtheilen, wie die Arbeit an der Kunſtramme. Iſt Q das Gewicht des Bohrgeſtänges und h deſſen Fallhöhe, ſo hat man die mechaniſche Arbeit bei jedem Geſtänghube $= Qh$ und iſt folglich die mittlere Anzahl der Anhübe pro Minute $= n$ (etwa 30 bis 40), ſo hat man die Leiſtung pro Secunde $L = \frac{n}{60} Qh$.

Iſt die Kurbelarmlänge $= a$, die Länge des Kraftarmes des Schwengels $QR = a_1$, die des Laſtarmes deſſelben $= b_1$, ferner die Länge des Kraftarmes des Schwengels $EFG = a_2$, und die ſeines Laſtarmes $= b_2$, ferner n_1 die Anzahl der Zähne des Zahnrades auf der Kurbelwelle und n_2 die Anzahl der Zähne des Zahnrades auf der Trommelwelle und endlich n_3 die Anzahl der Hebedaumen dieſer Welle, ſo beſtimmt ſich

Abbohrmaschinen.

das Verhältniß der Kurbelkraft P zum Gewichte Q des Bohrgestänges durch die Formel

$$\frac{P}{Q} = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{n_3 h}{2\pi a}.$$

Die Kraft zum Drehen des Bohrers ist, wenn der Bohrer an einem Oehre hängt, nach III., §. 142 zu berechnen. Was aber die Arbeit zum Herausziehen des ganzen Bohrgestänges aus dem Bohrloch anlangt, so ist diese dem Producte aus dem Gewichte des Gestänges und aus der Erhebung seines Schwerpunktes gleich zu setzen.

Beispiel. Um einen Erdbohrer von 2000 Pfund Gewicht 1 Fuß hoch zu heben, ist eine Arbeit von 2000 Fußpfund nöthig. Verwendet man aber hierzu drei Arbeiter und läßt man dieselben an einer Kurbel wirken, so liefern diese täglich $3 \cdot 1{'}175040 = 3{'}525120$ Fußpfund Arbeit, und es können dieselben folglich den Bohrer in dieser Zeit $\frac{3{'}525120}{2000} = 1762$ mal anheben.

Wäre das Zähnezahlverhältniß des Bohrhaspels $\frac{n_1}{n_2} = \frac{1}{4}$, das Armlängenverhältniß $\frac{b_1}{a_1} = \frac{3}{4}$, das Armlängenverhältniß $\frac{b_2}{a_2} = \frac{1}{4}$, die Anzahl der Druckdaumen $n_3 = 4$ und die Kurbelarmlänge $a = 1$ Fuß, so hätte man, nach dem Obigen, die erforderliche Kraft an den Kurbelspillen:

$$P = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot \frac{b_2}{a_2} \cdot \frac{n_3 h}{2\pi a} Q = \frac{1}{4} \cdot \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{4 \cdot 1}{3\pi} \cdot 2000$$

$$= \frac{2000}{16\pi} = 39{,}8 \text{ Pfund};$$

so daß auf jeden der drei Arbeiter nur 13,3 Pfund käme.

Zweites Kapitel.

Von den Maschinen zum Heben der Lasten auf größere Höhen.

Schachtförderung.

§. 238. Das Heben der Lasten auf größere Höhen kommt vorzüglich bei der Förderung in Schächten (franz. puits, engl. shafts), d. i. auf den mehr oder weniger senkrechten Wegen vor, wodurch die Grubenbaue entweder unter einander oder mit der Tagesoberfläche verbunden sind. Deshalb soll denn auch in diesem Kapitel nur von der Schachtförderung die Rede sein. Der wesentlichste Theil einer Schachtförderungsmaschine ist eine Radwelle in Verbindung mit Seilen, an deren Enden zwei zur Aufnahme der Lasten dienende Fördergefäße befestigt sind. Je nachdem diese Maschine nach der einen oder nach der an-

Digitized by Google

deren Richtung umgedreht wird, wickelt sich das eine oder das andere Seil auf die Welle auf oder von derselben ab, wobei natürlich allemal das gefüllte Fördergefäß mit emporgehoben und das entleerte Fördergefäß niedergelassen werden kann. Durch diese Einrichtung unterscheiden sich die Schachtförderungsmaschinen vorzüglich von den Aufzügen, bei welchen in der Regel nur ein Seil mit einem Fördergefäße angewendet wird. Kommt es nur darauf an, kleinere Fördermassen aus kleineren Tiefen emporzuschaffen, so bedient man sich in der Regel des gewöhnlichen Haspels als Fördermaschine, und läßt denselben durch zwei Arbeiter, die sogenannten Haspelknechte, in Umdrehung setzen. Um größere Förderquanta auszufördern, wendet man aber die stehende Welle oder den Göpel an, und zwar entweder den sogenannten Handgöpel, oder den Ochsen- oder Pferdegöpel. (s. II., §. 84 und §. 85.) Ist es endlich nöthig, in einer gegebenen Zeit ein bedeutendes Förderquantum zu Tage zu fördern, so muß man entweder von der Wasserkraft oder von der Dampfkraft Gebrauch machen. In Deutschland nennt man auch diese durch Wasser oder Dampf in Bewegung gesetzten Fördermaschinen Göpel, und unterscheidet hiernach noch die Wasser- und Dampfgöpel von einander. Schachtförderung.

Die Umtriebsmaschine eines Wassergöpels kann entweder in einem vertikalen oder in einem horizontalen Wasserrade oder gar in einer Wassersäulenmaschine bestehen, und es ist hiernach dieselbe entweder ein sogenannter Wasserradgöpel oder ein Turbinengöpel oder ein Wassersäulengöpel.

Hiernach ist denn auch in diesem Kapitel von folgenden Arbeitsmaschinen die Rede:

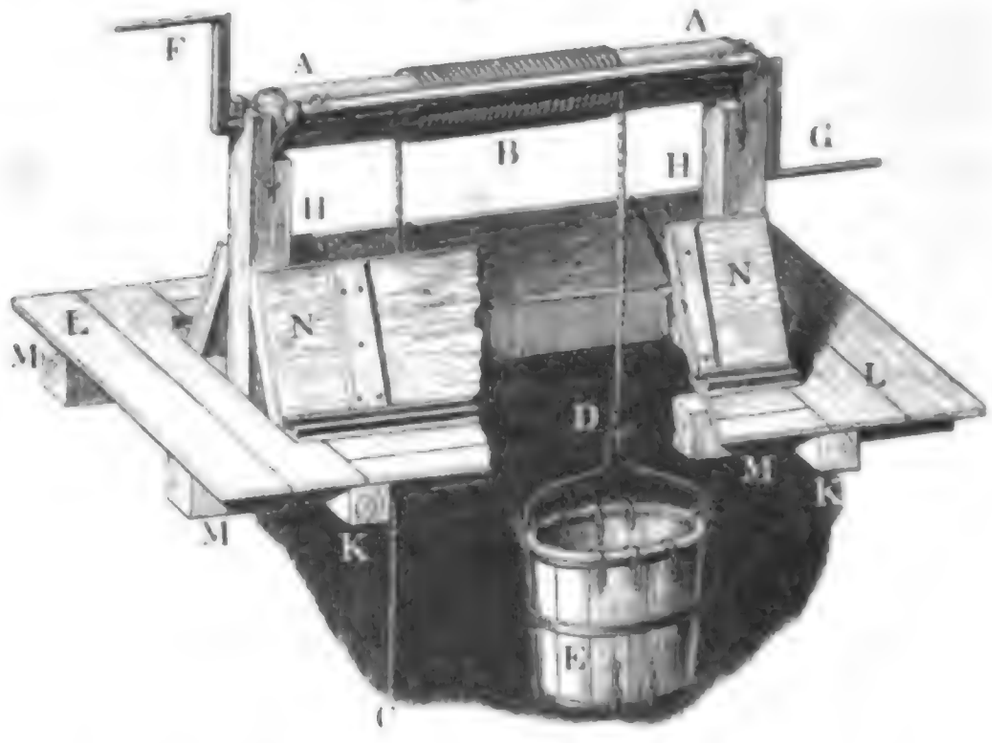
1) der Haspel (Zieh- oder Berghaspel),
2) der Handgöpel,
3) der Pferdegöpel (Treibegöpel),
4) der Wasserradgöpel,
5) der Turbinengöpel,
6) der Wassersäulengöpel und
7) der Dampfgöpel.

§. 239. Die Einrichtung eines Ziehhaspels nach Freiberger Construction ist aus Fig. 494 (a. f. S.) zu ersehen. *A A* ist die Welle oder der sogenannte Rundbaum, um welche ein Seil *B* gewickelt ist, an dessen Enden *C* und *D* die in mit Eisen beschlagenen Kübeln bestehenden Fördergefäße angehängt sind. In dieser Figur ist nur der eine Kübel *E*, und zwar derjenige, welcher entweder soeben gefüllt an der Schachtmündung ankommt oder im Schachte leer niedergeht, abgebildet; der andere Kübel Berghaspel

Digitized by Google

Bergbaukunde. ist nicht sichtbar, da er sich noch in der Nähe des Füllortes,

Fig. 494.



d. i. nahe über dem Punkte befindet, von wo aus die Förderung und wo also auch die Füllung der Kübel erfolgt. Die in die Kurbeln oder sogenannten Haspelhörner *F* und *G* auslaufenden Zapfen des Rundbaumes ruhen auf den sogenannten Haspelstützen *H*, *H*, welche unten auf über der Schachtmündung wegliegenden Querschwellen oder sogenannten Pfühlbäumen *K*, *K* festsitzen und oben mit Schlitzen versehen sind, die zur Aufnahme der Zapfen dienen und zu diesem Zwecke mit eisernen Bändern, den sogenannten Pfadeisen, ausgefüttert werden. Die Haspelknechte stehen bei der Arbeit oder bei der Umdrehung der Kurbeln auf einer Bühne *L L*, welche auf dem über dem Schacht wegliegenden Schwellengeviere *K K*, *M M* ruhen. Die Stange *a a*, welche längs des Rundbaumes hinläuft und durch Eisenhaken fest mit den Haspelstützen verbunden ist, dient dem sogenannten Ausläufer als Handhabe beim Abziehen des gefüllten Kübels von der Schachtmündung und beim Einhängen des leeren Kübels. Um endlich das Hineinstürzen fremder Körper in den Schacht am Ende des Ziehens oder Ausförderns zu verhindern, werden noch die Thüren *N N* und *O O* an die Streben angelehnt, welche zur Befestigung der Haspelstützen mit den Pfühlbäumen dienen.

Ist der Schacht seiger (lothrecht), so hängen die Kübel frei, ist er aber flach, so liegen sie auf einer aus Brettern, Stangen oder Schwarthen gebildeten Bahn, dem sogenannten Tonnenfache, das nicht allein in der Mitte, sondern auch zu beiden Seiten mit aufrechtgestellten Brettern versehen ist, damit die Kübel weder mit einander, noch mit anderen Gegenständen im

Digitized by Google

Schachte zuſammenſtoßen können. Jede Abtheilung der dadurch erhaltenen Kübelleitungen erhält eine Breite, welche die Länge eines Kübels reichlich doppelt enthält, damit ſich das Seil auf dem Rundbaume möglichſt lang fort und weniger über ſich ſelbſt aufwickele. Durch das allerdings bei größeren Schachtteufen unvermeidliche Ueberſichwickeln des Seiles wird eine Veränderlichkeit des Hebelarms der Laſt und folglich auch eine Veränderlichkeit der Kraft herbeigeführt, wodurch allerdings die Leiſtung der Arbeiter herabgezogen werden kann. Der mittlere Hebelarm b der Laſt beſtimmt ſich aus dem Halbmeſſer r des Rundbaumes, der Länge s des aufzuwickelnden Seiles, der Länge l desjenigen Rundbaumſtückes, auf welchen ſich das Seil eines Kübels aufwickelt, und aus der Stärke d des Seiles durch die in III., §. 81 gefundene Formel: Berghaspel.

$$b = \left(1 + \frac{s\,d^2}{4\,\pi\,l\,r^2}\right) r.$$

Die Kübel ſind entweder aus Holzdauben zuſammengeſetzt, oder beſtehen aus Eiſenblech. Sie haben einen elliptiſchen Querſchnitt, der vom Boden nach der Mündung zunimmt. Die beiden Axen des Bodens meſſen circa 9 und 15 Zoll, und die der Mündung 11 bis 18 Zoll, die Tiefe aber iſt 15 Zoll, und hiernach der Inhalt ungefähr 2400 Cubikzoll. Rechnet man, daß das ſpecifiſche Gewicht der Fördermaſſe = 2,5 iſt, und daß die Fördermaſſe $^2/_3$ des ganzen Kübelraumes ausfüllt, ſo beträgt hiernach das Gewicht der Fördermaſſe eines Kübels

$$= 0{,}4\,.\,2{,}5\,.\,66\,.\,\frac{2400}{1728} = \frac{6600}{72} = \frac{1100}{12} = 92 \text{ Pfund.}$$

Bei dem Freiberger Bergbau rechnet man, daß zwei Arbeiter in einer achtſtündigen Schicht aus einem Schachte von 20 Lachter Seigerteufe (lothrechter Tiefe) zwei Schock Kübel Berge ziehen. Da 20 Lachter = 40 Meter = 40 . 3,1862 = 127,448 Fuß beträgt, ſo iſt hiernach die tägliche Leiſtung dieſer Arbeiter

$$127{,}448\,.\,92\,.\,120 = 1'407020 \text{ Fußpfund,}$$

alſo die eines einzigen Arbeiters 703510 Fußpfund. In II., §. 84 wurde dagegen das tägliche Arbeitsquantum eines Menſchen an der Kurbel 1'175040 Fußpfund angegeben. Die Differenz von 473530 Fußpfund hat ihren Grund nicht allein in den Nebenhinderniſſen des Ziehhaspels, ſondern auch noch darin, daß die Haspelknechte in einer achtſtündigen Schicht höchſtens ſechs Stunden lang arbeiten und dabei ihr tägliches Arbeitsvermögen nicht erſchöpfen.

§. 240. In der Abſicht, den Kraft- und Arbeitsaufwand bei der Förderung mittels eines einfachen Haspels zu finden, ſetzen wir

Digitized by Google

Bergbaspel.

die Förderlast eines Kübels $= Q$,
das Gewicht eines leeren Kübels $= G$,
das Gewicht des armirten Rundbaumes sammt Seil $= G_1$,
das Fallen, oder den Neigungswinkel des Schachtes oder der Kübelleitung gegen den Horizont, $= \alpha$,
den mittleren Lastarm des Rundbaumes $= b$,
die Kurbelhöhe oder den Kraftarm $= a$, und
die Stärke des Ziehseiles $= d$.

Die Kraft zum Herausziehen des gefüllten Kübels ist nach I., §. 159

$$S_1 = (G + Q)\,(sin.\ \alpha + \varphi\ cos.\ \alpha),$$

und die Kraft, mit welcher der leere Kübel dem Aufsteigen des gefüllten Kübels zu Hülfe kommt,

$$S_2 = G\,(sin.\ \alpha - \varphi\ cos.\ \alpha);$$

folglich ist die Kraft zur Bewegung beider Kübel:

$$W_1 = S_1 - S_2 = Q\ sin.\ \alpha + \varphi\,(Q + 2\,G)\ cos.\ \alpha,$$

oder, wenn man den Coefficienten der Reibung des Kübels in seiner Leitung, $\varphi = 0{,}3$ annimmt,

$$W_1 = Q\ sin.\ \alpha + 0{,}3\,(Q + 2\,G)\ cos.\ \alpha.$$

Zu diesem Widerstande kommt nun noch der Widerstand W_2, welcher beim Umlegen des Seiles um den Rundbaum zu überwinden ist, sowie die Reibung W_3 der Zapfen des Rundbaumes in seinen Lagern.

Der Steifigkeitswiderstand eines Hanfseiles ist nach I., §. 179 durch die Formel:

$$W_2 = \frac{d^{1,4}}{b}\,(6{,}83 + 0{,}141\,Q)$$

$$= \frac{d^{1,4}}{b}\,[6{,}83 + 0{,}141\,(G + Q)\,(sin.\ \alpha + \varphi\ cos.\ \alpha)]$$ bestimmt.

Die auf den Lastpunkt reducirte Zapfenreibung wird nach I., §. 177 durch die Formel:

$$W_3 = \varphi_1\,\frac{r}{b}\,R,$$

worin φ_1 den Coefficienten der Zapfenreibung und R den Zapfendruck bezeichnet, berechnet.

Der letztere ist die Mittelkraft aus der Summe $S_1 + S_2$ der beiden Seilspannungen und aus dem Gewichte G_1 des armirten Rundbaumes, und berechnet sich daher durch die Formel:

$$R = \sqrt{[(S_1 + S_2)\ sin.\ \alpha + G_1]^2 + [(S_1 + S_2)\ cos.\ \alpha]^2}$$

$$= \sqrt{(S_1 + S_2)^2 + 2\,(S_1 + S_2)\,G_1\ sin.\ \alpha + G_1{}^2},$$

wofür indessen, zumal bei Schächten mit größeren Fallen, annähernd:

Digitized by Google

Berghaspel.

$$R = S_1 + S_2 + G_1 \sin. \alpha$$
$$= (Q + 2G + G_1) \sin. \alpha + \varphi Q \cos. \alpha$$

geſetzt werden kann.

Nimmt man $\varphi_1 = 0{,}1$ an, ſo hat man hiernach:

$$W_3 = 0{,}1 \frac{r}{b} [(Q + 2G + G_1) \sin. \alpha + \varphi Q \cos. \alpha].$$

Setzen wir nun das Moment der Umdrehungskraft P dem Momente der Geſammtlaſt $W_1 + W_2 + W_3$ gleich, ſo erhalten wir folgende Kraftformel:

$$Pa = (W_1 + W_2 + W_3) b, \text{ oder}$$
$$Pa = [Q \sin. \alpha + 0{,}3 (Q + 2G) \cos. \alpha] b$$
$$+ d^{1,4} [6{,}83 + 0{,}141 (Q + G) (\sin. \alpha + \varphi \cos. \alpha)]$$
$$+ 0{,}1 r [(Q + 2G + G_1) \sin. \alpha + \varphi Q \cos. \alpha].$$

Hat man mit Hülfe dieſer Formel die Kraft P eines Haspels beſtimmt, ſo berechnet ſich nun auch mit Hülfe der bekannten Kraftformel (ſ. II., §. 80) die entſprechende Geſchwindigkeit des Kraftpunktes oder der Haspelſpille:

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c,$$

und hieraus wieder die mittlere Geſchwindigkeit der Laſt:

$$w = \frac{b}{a} v.$$

Iſt s die flache Schachtteufe oder der ganze Laſtweg, ſo hat man die Zeit zum Herausziehen eines Kübels:

$$t_1 = \frac{s}{w} = \frac{a s}{b v},$$

und iſt t_2 die Stillſtandszeit oder Zeit zum Anfüllen und Ausleeren eines Kübels, t aber die ganze Schichtzeit, ſo folgt endlich die Anzahl der pro Schicht auszufördernden Kübel:

$$n = \frac{t}{t_1 + t_2}.$$

Der obigen Kraftformel kann man auch folgende Form geben:

$$P = \left(1 + 0{,}141 \frac{d^{1,4}}{b} + 0{,}1 \frac{r}{b}\right) (1 + 0{,}3 \operatorname{cotg}. \alpha) \frac{b}{a} Q \sin. \alpha$$
$$+ \left[0{,}6 G \operatorname{cotg}. \alpha + \frac{d^{1,4}}{b} \left(\frac{6{,}83}{\sin. \alpha} + 0{,}141 G (1 + 0{,}3 \operatorname{cotg}. \alpha)\right)\right.$$
$$\left. + 0{,}1 \cdot \frac{r}{b} (2G + G_1)\right] \frac{b \sin. \alpha}{a},$$

oder

Digitized by Google

Erzhaspel.

$P = [(1 + \delta)\,(1 + 0{,}3\ cotg.\ \alpha)\,Q + W]\,\frac{b\ sin.\ \alpha}{a}$, wofern man

$0{,}141\,\frac{d^{1{,}4}}{b} + 0{,}1\,\frac{r}{b}$ durch δ und

$$0{,}6\ G\ cotg.\ \alpha + \frac{d^{1{,}4}}{b}\left(\frac{6{,}83}{sin.\ \alpha} + 0{,}141\ G\ (1 + 0{,}3\ cotg.\ \alpha)\right)$$
$$+ 0{,}1\ .\ \frac{r}{b}\,(2\,G + G_1)$$ durch W bezeichnet.

Es iſt aus II., §. 82 und §. 84 bekannt, daß die Leiſtung am größten ausfällt, wenn

$$P = K + \frac{b}{a}\,\frac{W\ sin.\ \alpha}{2}$$ iſt,

folglich das Hebelarmverhältniß:

$$\frac{b}{a} = \frac{K}{\left((1 + \delta)\,(1 + 0{,}3\ cotg.\ \alpha)\,Q + \frac{W}{2}\right) sin.\ \alpha}$$

in Anwendung gebracht wird.

Beiſpiel. Es ſei das Förderquantum eines Kübels $Q = 90$ Pf., das Gewicht eines leeren Kübels $G = 35$ Pf., das Gewicht des Rundbaumes ſammt Seil $G_1 = 100$ Pf., das Fallen des Schachtes $\alpha = 60$ Grad, die Länge des Kraftarmes $a = 16$ Zoll, die Stärke des Rundbaumes $= 7$ Zoll, die Länge der Fortwickelung des Seiles auf demſelben $= 2$ Fuß, der Zapfenhalbmeſſer $r = {}^3/_8$ Zoll und die Seilſtärke $d = {}^3/_4$ Zoll; man fragt nach der Anzahl der Kübel, welche mittels dieſes Haspels durch zwei Arbeiter aus einer flachen Teufe von 150 Fuß täglich zu Tage gefördert werden.

Die Formel $b = \left(1 + \frac{s\,d^2}{4\,\pi\,l\,r^2}\right) r$, worin r nicht den Zapfen- ſondern den Rundbaumhalbmeſſer bezeichnet, giebt uns zunächſt die Länge des mittleren Laſtarmes:

$$b = {}^7/_2\left(1 + \frac{150}{2}\,({}^3/_4\ .\ {}^2/_7)^2\ .\ \frac{1}{4\,\pi}\right) = {}^7/_2\left(1 + \frac{1350}{1568\,\pi}\right) = {}^7/_2\ .\ 1{,}274$$
$$= 4{,}459\ \text{Zoll}.$$

Nun iſt

$[Q\ sin.\ \alpha + 0{,}3\ (Q + 2\,G)\ cos.\ \alpha]\ b$
$= (90\ sin.\ 60^\circ + 0{,}3\ .\ 160\ .\ cos.\ 60^\circ)\ .\ 4{,}459 = 454{,}6$ Zollpf.,

$d^{1{,}4}\ [6{,}83 + 0{,}141\ (Q + G)\ (sin.\ \alpha + \varphi\ cos.\ \alpha)]$
$= (6{,}83 + 0{,}141\ .\ 125\ .\ 1{,}016)\ .\ 0{,}6685 = 16{,}5$ Zollpf.,

$\varphi_1\ r\ [(Q + 2\,G + G_1)\ sin.\ \alpha + \varphi\,Q\ cos.\ \alpha]$
$= 0{,}1\ .\ {}^3/_8\ (260\ sin.\ 60^\circ + 27\ cos.\ 60^\circ) = 8{,}9$ Zollpf.,

daher folgt das Kraftmoment:

$$P\,a = 454{,}6 + 16{,}5 + 8{,}9 = 480,$$

und daher die Kraft an der Kurbel:

$$P = \frac{480}{a} = \frac{480}{16} = 30\ \text{Pfund}.$$

Ferner iſt nach II., §. 84, die mittlere Kraft eines Arbeiters an der Kurbel $K = 17$ Pfund, alſo die von zwei Arbeitern $= 34$ Pfund, und die mittlere

Geſchwindigkeit deſſelben $c = 2{,}4$ Fuß; folglich iſt in dem vorliegenden Falle Berghaspel.
die Geſchwindigkeit der Kraft:

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right)c = \left(2 - \frac{30}{34}\right) . 2{,}4 = \frac{19}{17} . 2{,}4 = 2{,}68 \text{ Fuß};$$

alſo die der Laſt:

$$w = \frac{b}{a} v = \frac{4{,}459}{16} . 2{,}68 = 0{,}747 \text{ Fuß},$$

und daher die Zeit zum Herausziehen eines gefüllten Kübels aus der Tiefe $s = 150$ Fuß,

$$t_1 = \frac{s}{w} = \frac{150}{0{,}747} = 193{,}8 \text{ Sec.} = 3 \text{ Min. } 13{,}8 \text{ Sec.}$$

Der der mittleren Arbeitszeit von $t = 8$ Stunden $= 28800$ Secunden entſprechende Weg der Laſt iſt

$$s_1 = s v t = 0{,}747 . 28800 = 21514 \text{ Fuß},$$

und folglich die von zwei Arbeitern täglich auszufördernde Kübelzahl:

$$n = \frac{s_1}{s} = \frac{21514}{150} = 143.$$

Erfordert die Zeit zum Füllen und Leeren eines Kübels 1 Minute, ſo iſt die ganze Stillſtandszeit $143 . 1 = 143$ Min. $= 2$ Stunden 23 Min. und daher die ganze Schichtzeit 10 Stunden 23 Min.

§. 241. Aus der Formel Vorgelegshaspel.

$$\frac{b}{a} = \frac{K}{\left((1 + \delta)\,(1 + 0{,}3\ colg.\ \alpha)\,Q + \frac{W}{2}\right) sin.\ \alpha}$$

iſt zu erſehen, daß der mittlere Hebelarm b der Laſt und alſo auch die Stärke des Rundbaumes

$$d_1 = \left(1 - \frac{s\,d^2}{4\,\pi\,l\,b^2}\right) . 2\,b$$

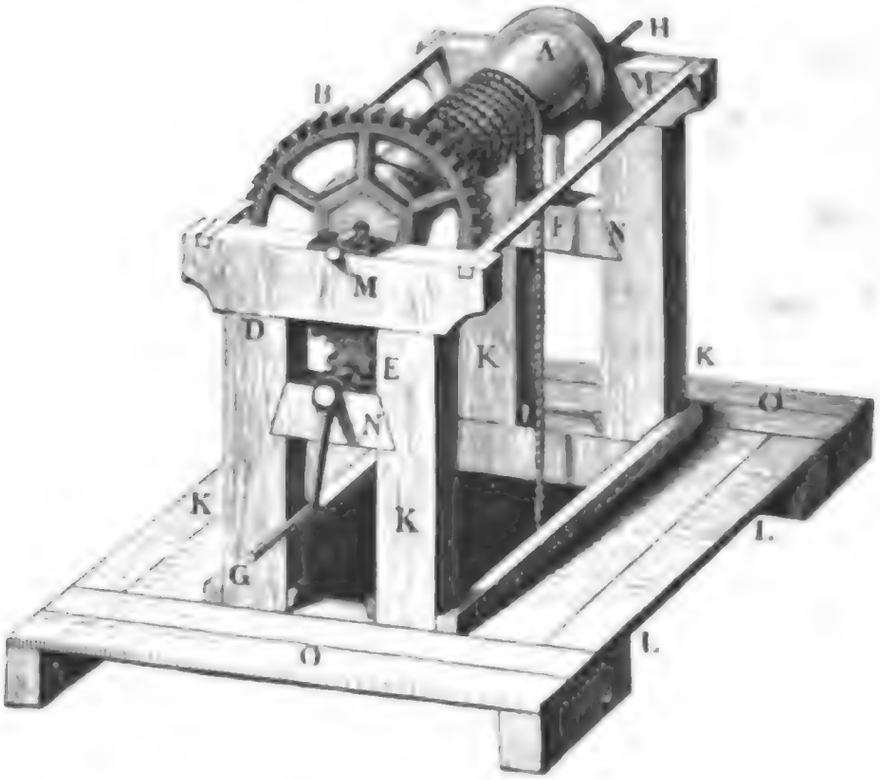
um ſo ſchwächer ausfallen muß, je größer die Förderlaſt Q eines Kübels iſt. Nun erfordert aber das Tragvermögen des Rundbaumes und die unvollkommene Biegſamkeit des Seiles, zumal wenn daſſelbe, wie in neuerer Zeit ſehr gewöhnlich, aus Eiſendraht beſteht, daß die Stärke des Rundbaumes unter eine gewiſſe Größe nicht herabgehe; deshalb iſt es daher nöthig, zum Ausfördern größerer oder untheilbarer Laſten Haspel mit Vorgelege in Anwendung zu bringen. Einen transportablen Vorgelegshaspel, welcher hierzu anwendbar wäre, kennen wir ſchon aus III., §. 215, Fig. 442; bei dem hieſigen Bergbau hat man aber den Vorgelegshaspeln folgende Einrichtung gegeben.

Der Rundbaum A, Fig. 495 (a. f. S.), iſt hier 12 bis 16 Zoll ſtark, und trägt ein größeres eiſernes Zahnrad BD von 40 bis 60 Zähnen, während auf der eiſernen Kurbelwelle EF (in der Figur verdeckt) ein kleineres eiſernes Zahnrad E von 12 bis 15 Zähnen feſtſitzt. In der Regel läßt man an jedem der beiden Kurbelhörnern G und H einen

Vorgelegshaspel.

Haspelknecht arbeiten; bei größerer Länge der Spillen iſt es jedoch auch

Fig. 495.



möglich, drei oder vier Arbeiter an dieſem Haspel anzuſtellen. Es läßt ſich zumal die Einrichtung treffen, daß zwei Arbeiter regelmäßig dem Umdrehen der Kurbel obliegen und ein dritter Arbeiter nicht allein das Ausſtürzen der Kübel beſorgt, ſondern auch noch eine Zeit lang mit an einem Haspelhorne dreht. Die Drahtſeile, welche man bei ſolchen Haspeln anwendet, werden aus vier Litzen zu je vier Drähten zuſammengedreht. Die Stärke des hierzu verwendeten Drahtes iſt $^1/_{32}$ bis $^1/_{16}$ Zoll. Zur Unterſtützung des Rundbaumes und der Kurbelwelle dienen zwei Paar Haspelſtützen $K, K \ldots$, welche in den quer über dem Schachte wegliegenden Pfühlbäumen L, L eingelaſſen ſind und den Rundbaum mittels der Querhäupter $M_1 M$, die Kurbelwelle aber mittels der Fröſchchen $N N$ tragen. Durch die Bänke O, O wird den Arbeitern ein feſter Standpunkt verſchafft.

Setzen wir bei dieſem Haspel, wie im vorigen Paragraphen, das Moment der Laſt:

$$[(1 + \delta)\,(1 + \varphi\ cotg.\,\alpha)\,Q + W]\,b\ sin.\,\alpha,$$

ſo haben wir hier unter der Vorausſetzung, daß n_1 die Anzahl der Zähne des Treibrades auf der Kurbelwelle, n_2 die Anzahl der Zähne des Getriebrades auf der Laſtwelle, und φ_2 den Coefficienten der Zahnreibung bezeichnet, dem Paragraphen 52 entſprechend die erforderliche Kraft an der Kurbelſpille:

Digitized by Google

$$P=\left[1+\varphi_2\,\pi\left(\frac{1}{n_1}+\frac{1}{n_2}\right)\right]\left[(1+\delta)\,(1+\varphi\,cotg.\,\alpha)\,Q+W\right]\frac{n_1}{n_2}\cdot\frac{b}{a}\;sin.\,\alpha,$$

Vorgelegshaspel.

wobei jedoch noch die Zapfenreibung an der Kurbelwelle u. ſ. w. außer Acht geblieben iſt.

Iſt a_2 der Halbmeſſer des Zahnrades auf der Laſtwelle, ſo hat man den Druck zwiſchen den Zähnen beider Räder annähernd:

$$R=\frac{b}{a_2}\,Q\;sin.\,\alpha,$$

und iſt noch r_2 der Halbmeſſer der Zapfen der Laſt- und der Kraft- oder Kurbelwelle, ſo hat man die auf den Kraftpunkt reducirte Zapfenreibung der Kurbelwelle:

$$F=\varphi_1\frac{r_2}{a}\sqrt{G_2{}^2+R^2}=\varphi_1\frac{r_2}{a}\sqrt{G_2{}^2+\left(\frac{b}{a_2}Q\;sin.\,\alpha\right)^2}.$$

Der aus dem Seitendrucke R hervorgehende Zuwachs der Zapfenreibung der Laſtwelle kann wegen ſeiner Kleinheit außer Acht gelaſſen werden. Bei Haspeln für einen ſeigeren Schacht iſt $\alpha=90^0$, folglich $sin.\,\alpha=1$ und $cos.\,\alpha=cotg.\,\alpha=0$, daher einfacher:

$$P=\left[1+\varphi_2\,\pi\left(\frac{1}{n_1}+\frac{1}{n_2}\right)\right]\left[(1+\delta)\,Q+W\right]\frac{n_1}{n_2}\cdot\frac{b}{a}+F,\text{ und}$$

$$F=\varphi_1\frac{r_2}{a}\sqrt{G_2{}^2+\left(\frac{b\,Q}{a_2}\right)^2}.$$

Die erſte Formel iſt vorzüglich anzuwenden, wenn es darauf ankommt, das einer gegebenen Laſt Q entſprechende vortheilhafteſte Umſetzungsverhältniß $\psi=\frac{n_1}{n_2}$ zu beſtimmen. Da für dieſen Fall

$$P=K+\frac{F}{2}+\frac{n_1}{n_2}\,\frac{b}{a}\left[1+\varphi_2\,\pi\left(\frac{1}{n_1}+\frac{1}{n_2}\right)\right]\frac{W}{2}$$

ſein ſoll, ſo folgt, indem man P eliminirt:

$$\frac{n_1}{n_2}=\frac{K-\frac{F}{2}}{\left(\left[1+\varphi_2\,\pi\left(\frac{1}{n_1}+\frac{1}{n_2}\right)\right](1+\delta)\,Q+\frac{W}{2}\right)\frac{b}{a}},\text{ oder annähernd}$$

$$\frac{n_1}{n_2}=\frac{a\,K}{b\,Q}.$$

Beiſpiel. Iſt für einen Vorgelegshaspel zu einem ſeigeren Schachte gegeben: die Laſt $Q=200$ Pfund, die Kurbelhöhe $a=16$ Zoll, und der mittlere Hebelarm der Laſt $b=8$ Zoll, ſo hat man zunächſt bei Anſtellung von zwei Haspelknechten mit je 17 Pfund Kraft das Umſetzungsverhältniß annähernd

$$\frac{n_1}{n_2}=\frac{a\,K}{b\,Q}=\frac{16\,.\,34}{8\,.\,200}=\frac{34}{100},\text{ alſo ungefähr }{}^1/_3.$$

Vorgelegshaspel.

Setzen wir hiernach vorläufig die Anzahl der Zähne des Rades auf der Kurbelwelle, $n_1 = 17$ und die des Rades auf der Lastwelle, $n_2 = 52$, sowie $\varphi_2 \pi = 1/3$, so erhalten wir den Factor:

$$1 + \varphi_2 \pi \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right) = 1 + 1/3\ (1/17 + 1/52) = 1{,}026.$$

Wäre die Stärke des etwa anzuwendenden Hanfseiles $3/4$ Zoll, so würde der Werth

$$0{,}141 \cdot \frac{d^{1,4}}{b} = 0{,}141 \cdot \frac{0{,}668}{8} = 0{,}141 \cdot 0{,}0835 = 0{,}012$$

betragen; bei Anwendung eines $1/4$ Zoll dicken Drahtseiles ist hingegen der Steifigkeitswiderstand nur halb so groß, d. i. $1/2 \cdot 0{,}141 \frac{d^{1,4}}{b} = 0{,}006$.

Setzt man noch den Zapfenhalbmesser der Lastwelle $r = 1/2$ Zoll und den Reibungscoefficienten $\varphi_1 = 0{,}1$, so erhält man

$$\frac{\varphi_1 r}{b} = 1/10 \cdot 1/10 = 0{,}006,$$

und daher den Factor:

$$1 + \delta = 1 + 0{,}006 + 0{,}006 = 1{,}012.$$

Ist ferner das Gewicht eines Kübels, $G = 70$ Pfund und das Gewicht der Lastwelle 500 Pfund, so hat man die constante Nebenlast:

$$W = 1/2 \cdot \frac{d^{1,4}}{b} (6{,}83 + 0{,}141\, G) + \frac{\varphi_1 r}{b} (2\, G + G_1)$$

$$= 0{,}04175\ (6{,}83 + 9{,}87) + 0{,}006 \cdot 640 = 4{,}45 \text{ Pf.}$$

Endlich ist die Zapfenreibung an der Kurbel, wenn der Halbmesser des Zapfens $r_2 = 3/8$ Zoll, das Gewicht der Kurbelwelle, $G_2 = 150$ Pfund und der Halbmesser des Zahnrades auf dieser Welle, $a_2 = 18$ Zoll angenommen wird:

$$F = \varphi_1 \frac{r_2}{a} \sqrt{G_2^2 + \left(\frac{b\,Q}{a_2}\right)^2} = \frac{1}{10} \cdot \frac{3}{8 \cdot 16} \sqrt{150^2 + \left(\frac{200 \cdot 8}{18}\right)^2}$$

$$= 0{,}00234 \sqrt{22500 + 7901} = 0{,}408 \text{ Pfund.}$$

Hiernach erhalten wir genauer das Umsetzungsverhältniß:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{K - \frac{F}{2}}{\left(\left[1 + \varphi_2 \pi \left(\frac{1}{n_1} + \frac{1}{n_2}\right)\right](1 + \delta)\, Q + \frac{W}{2}\right)\frac{b}{a}} = \frac{34 - 0{,}204}{(1{,}026 \cdot 1{,}012 \cdot 200 + 4{,}45) \cdot \frac{8}{16}}$$

$$= \frac{33{,}796}{106{,}05} = 0{,}319;$$

wonach man angemessener die Zähnezahlen $n_1 = 17$ und $n_2 = 54$ in Anwendung bringen kann.

Hand- und Pferdegöpel.

§. 242. Die allgemeine Einrichtung der Hand- und Pferdegöpel ist bereits aus II., §. 85 bekannt; es bleibt daher nur noch von den besonderen Einrichtungen der Göpel, wodurch dieselben zum Fördern geschickt werden, zu handeln übrig. Ein zu diesem Zwecke sehr nöthiger Theil ist der sogenannte Korb (s. III., §. 81) oder die Trommel, um welche sich das Seil wickelt, wodurch die Last emporgezogen wird. Die Körbe sind entweder cylindrisch oder conisch geformt. Im letzteren Falle nennt man sie gewöhnlich Spiralkörbe. Sie sind ferner fest oder beweg-

Digitized by Google

lich auf ihrer Welle. Letztere erhalten eine Aus- und Einrückvorrichtung, ähnlich wie Fig. 410 vor Augen führt, und leiſten ihre Dienſte, wenn es darauf ankommt, die Förderteufe zu verändern. In dieſem Falle wird der Korb, an welchem die oben angekommene Tonne hängt, von ſeiner Welle abgelöſt, und durch Bremſen in ſeiner Umdrehung gehindert, während die unten angekommene leere Tonne von dem ſeitherigen Füllorte nach dem neuen Füllorte getrieben wird. Iſt dies geſchehen, ſo wird dieſer Korb wieder feſt mit der Welle verbunden, und es kann nun das Fördern von dem neuen Faſſungspunkte aus ohne Weiteres vor ſich gehen. Der Halbmeſſer des Korbes iſt gewöhnlich ein Viertel der Schwengellänge, und die Länge deſſelben 1 bis 2 Fuß. Durch die ſogenannten Korbſcheiben, welche den Korb begrenzen, wird ein 1 bis 2 Fuß tiefes Seilfach zum Aufwickeln des Seiles gebildet. Eine der Korbſcheiben dient zugleich als Bremsrad für einen Brems, deſſen weſentliche Einrichtung aus §. 166, Fig. 343 bekannt iſt. Hand- und Pferdegöpel.

Die horizontale Richtung des ſich um den Korb wickelnden Seiles wird durch Leitrollen oder ſogenannte Seilſcheiben, welche etwa 20 Fuß hoch über der Schachtmündung hängen, in die Schachtrichtung umgeändert. Man macht dieſe Scheiben 6 bis 10 Fuß hoch und giebt ihnen eine rinnenförmige Vertiefung für das Seil. Eine ſolche Scheibe aus Gußeiſen iſt bereits aus §. 23, Fig. 66 bekannt. Damit ſich das Seil regelmäßig auf den Korb aufwickeln könne, darf der Abſtand der Seilſcheiben vom Korbe nicht unter dem Zwanzigfachen der Seilfachhöhe meſſen, auch iſt zu dieſem Zwecke das Seilſtück zwiſchen dem Korbe und der Seilſcheibe durch ſogenannte Balancier gewichte zu unterſtützen. Die Ebene einer Seilſcheibe iſt durch die Richtung des Seiles im Schachte und durch die des Seilſtückes vom Korbe nach dieſer Scheibe beſtimmt. Iſt der Schacht ſeiger, ſo erhält hiernach auch jede der beiden Seilſcheiben eine ſeigere Lage; iſt hingegen der Schacht flachfallend und der Horizontalabſtand der beiden Seile im Schachte nicht gleich dem Korbdurchmeſſer (in der Regel kleiner), ſo ſind die Seilſcheiben, und folglich auch ihre Axen, ſchief gegen den Horizont zu legen.

In der neueren Zeit wendet man faſt nur Drahtſeile (ſ. §. 18) zur Göpelförderung an. Dieſelben ſind in der Regel möglichſt rund zuſammengedreht und beſtehen aus 3 bis 6 Litzen zu je 4 bis 6 Drähten. Die Verbindung des Seiles mit dem Fördergefäße oder der Treibetonne wird durch Ketten, der ſogenannten Schurz- und Quenzelkette, bewirkt. Bei der Förderung in ſeigeren Schächten haben die Fördergefäße nicht ſelten die gewöhnliche faßförmige Geſtalt; zur Förderung in flachen Schächten, wo das Fördergefäß in einer Leitung gehen muß, ſind hingegen kaſtenförmige Treibetonnen nöthig. Um das nachtheilige Drehen der Ton-

Digitized by Google

Hand- und Pferdegöpel.

nen in ſeigeren Schächten zu verhindern, wendet man an manchen Orten noch ſogenannte Bandſeile an, welche aus mehreren Rundſeilen zuſammengenäht werden; weit beſſer iſt es jedoch auch hier eine Tonnenleitung anzuwenden. Die Treibetonnen für ſeigere Schächte ſind parallelepipediſche Käſten mit vier Seitenwalzen, wovon je zwei an einer Seitenwand der Tonne ſitzen und zwiſchen zwei in dem Fallen des Schachtes niedergehenden Streichbäumen beweglich ſind. Die Treibetonnen für flache Schächte ſind prismatiſche Käſten mit trapezoidalen Seitenwänden, und erhalten außer den Seitenwalzen noch vier Räder oder Bauchwalzen, womit ſie auf den in neueren Zeiten meiſt mit Eiſenſchienen belegten Straßbäumen laufen. Um ſo wenig wie möglich Aufenthalt beim Füllen und Leeren der Fördergefäße zu haben und das Fördern möglichſt zu beſchleunigen, hängt man, zumal bei ſeigeren Schächten, ſtatt der Treibetonnen ein mit einer Schale verſehenes Geſtelle an das Treibeſeil und fördert gleich die Wagen, in welchen die Fördermaſſen dem Schachte zugefördert werden, nachdem man ſie auf die Schale geſchoben hat, zu Tage.

Damit ſich das Treib- oder Förderſeil nicht auf dem Liegenden des Schachtes abreibe, werden von Diſtanz zu Diſtanz Seilwalzen angebracht, über welche das Seil hinläuft.

Um endlich das aus dem Schachte gekommene Fördergefäß zu leeren, muß noch eine beſondere Stürzvorrichtung angebracht werden, welche aus Haken, den ſogenannten Stürzhaken, und aus zwei Bolzen, den ſogenannten Stürzaxen, beſteht. Jene ſitzen auf den Streichbäumen über der Schachtbrüſtung, dieſe hingegen ragen aus den Seitenwänden der Tonne etwas unter dem Mittel derſelben hervor. Soll die Tonne geſtürzt werden, ſo läßt man die Stürzhaken mittels eines Hebels herab, damit ſich die Stürzaxen der niederzulaſſenden Tonne in dieſelben einlegen können. Werden ſtatt der Tonnen die Förderwagen auf Schalen empor getrieben, ſo müſſen zwar die letzteren durch niederzulaſſenden Haken vor dem unzeitigen Niedergehen geſichert werden, dagegen kommt es dann nur noch darauf an, den gefüllten Wagen von der Schale abzuziehen und ihn durch einen leeren zu erſetzen.

§. 243. Die Einrichtung eines Handgöpels für einen flachen Schacht kann man aus der monodimetriſchen Zeichnung deſſelben in Fig. 496 erſehen. *A* iſt die ſtehende Welle und *B*, *B*, *B* ſind die drei auf derſelben befeſtigten Schwengel, deren Enden von den Arbeitern ergriffen und von denſelben fortgeſchoben werden. Dieſe Welle ruht mit ihrem unteren Zapfen oder Stifte in einer Pfanne, welche in dem ſogenannten Göpelſtock *C* eingelaſſen iſt, und wird mit ihrem oberen Zapfen durch ein an einen Balken *D* des Göpelhauſes angeſchraubtes Lager geſtützt. Die

Digitized by Google

beiden Körbe E und E_1 dieſes Göpels ſitzen feſt auf der ſtehenden Welle und bilden daher ein Ganzes Die Seile EFG und $E_1 F_1 G_1$ laufen über die neben und über einander hängenden Seilſcheiben F und F_1, wodurch ſie die dem Fallen des Schachtes entſprechenden Richtungen er= Hand- und Pferdegöpel.

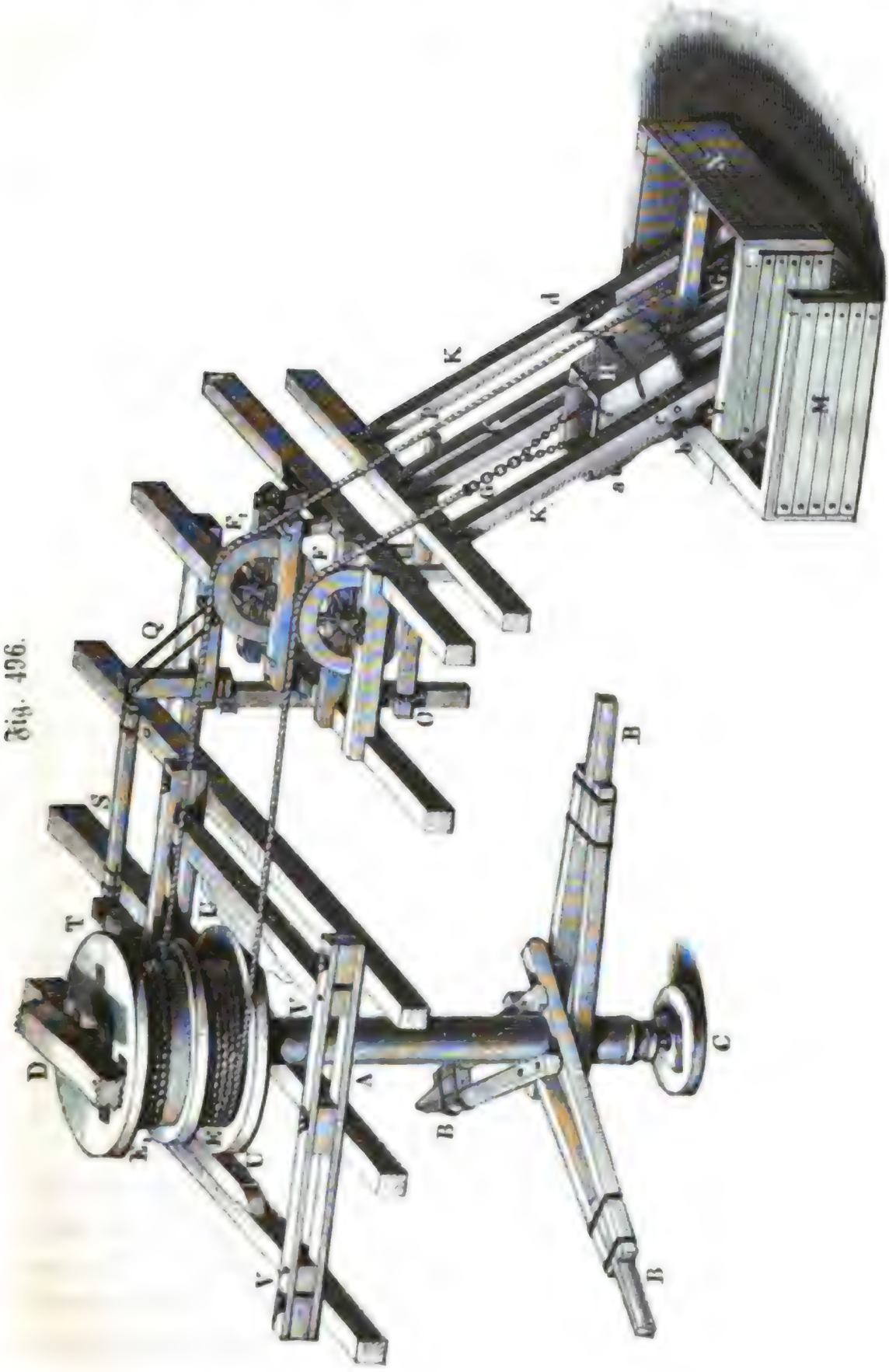


Fig. 496.

Hand- und Pferdegöpel.

halten. Die eine Tonne H iſt ſoeben über Tage angekommen und von den Stürzhaken erfaßt, die andere Tonne iſt dagegen am Füllorte angelangt, und deshalb in der Zeichnung nicht angegeben. Von der Tonnenleitung ſind nur die Streichbäume K, K, ꝛc. ſichtbar; von den Straßbäumen, worauf die Tonne mit ihren Rädern oder Walzen a, b . . läuft, iſt bei L nur das Ende des einen bemerkbar. Ebenſo bemerkt man von den vier Stürzhaken, welche in den Streichbäumen eingelaſſen ſind, in c und d deren nur zwei. MN iſt die ſogenannte Schachtbrüſtung, welche bei M den Fahr- und bei N die beiden Abtheilungen des Treibſchachtes von außen umgiebt. Die untere Korbſcheibe dient zugleich als Bremsrad, wenn es darauf ankommt, die Maſchine zu ſiſtiren. Dieſes Bremſen wird durch Niederdrücken eines um O drehbaren Hebels OP, des ſogenannten Bremsdrückels, hervorgebracht. Dieſer wirkt mittels einer vertikalen (in der Figur kaum ſichtbaren) Zugſtange auf ein um R drehbares Kreuz QR, welches mit dem ſchon aus §. 170, Fig. 351 bekannten Bremswerk TUV durch eine horizontale Zugſtange S in Verbindung geſetzt iſt.

Die Einrichtung eines ſächſiſchen Pferdegöpels iſt aus Fig. 497 zu entnehmen. Es iſt auch hier A die ſtehende Welle, B der Schwengel und C der die erſtere unterſtützende Göpelſtock, deſſen ſpecielle Zuſammenſetzung aus Fig. 498 (S. 530) erſehen werden kann. Hier iſt a ein durch Anker mit dem aufgemauerten Göpelſtocke verbundenes Lager aus Holz, durch welches die Gegenkeile b, b hindurchgehen, welche die Pfannen tragen, in welchen der in dem unteren Zapfen d der ſtehenden Welle A eingeſetzte Stahlſtift läuft. (Vergl. §. 9, Fig. 24—26.) Von den beiden Körben D und D_1, Fig. 497, iſt der untere feſt auf der ſtehenden Welle, der obere aber beweglich auf derſelben. Für gewöhnlich ruht der erſtere auf dem letzteren und iſt mit demſelben durch Bolzen verbunden, die aus dem oberen Armgeviere des unteren Korbes hervorragen und in entſprechende Löcher im unteren Armgeviere des oberen Korbes eingreifen. Kommt es aber darauf an, die leere Tonne im Schachte fortzurücken, ſo dreht man an einer Winde a, welche durch eine Kette b und einen Arm c mit der Horizontalwelle d in Verbindung geſetzt iſt, von welcher zwei den oberen Korb tragende Ketten, wie e, herabhängen. Dadurch wird der obere Korb von dem unteren abgehoben, und es kann nun die ſtehende Welle mit dem unteren Korbe umlaufen, folglich die mit demſelben verbundene leere Tonne beliebig höher oder tiefer gerückt werden, ohne daß der obere Korb umläuft und die an ihm hängende volle Tonne ihren Ort ändert. Der untere Korb D wird durch Knaggen E und Streben F von unten unterſtützt, und der Schwengel B iſt oben in die ſtehende Welle eingezapft und verſchraubt, übrigens aber auch noch in dem unteren Korbe feſtgekeilt, und

Digitized by Google

an demſelben durch Streben *f* und an der ſtehenden Welle unten durch

Hand- und Pferdegöpel.

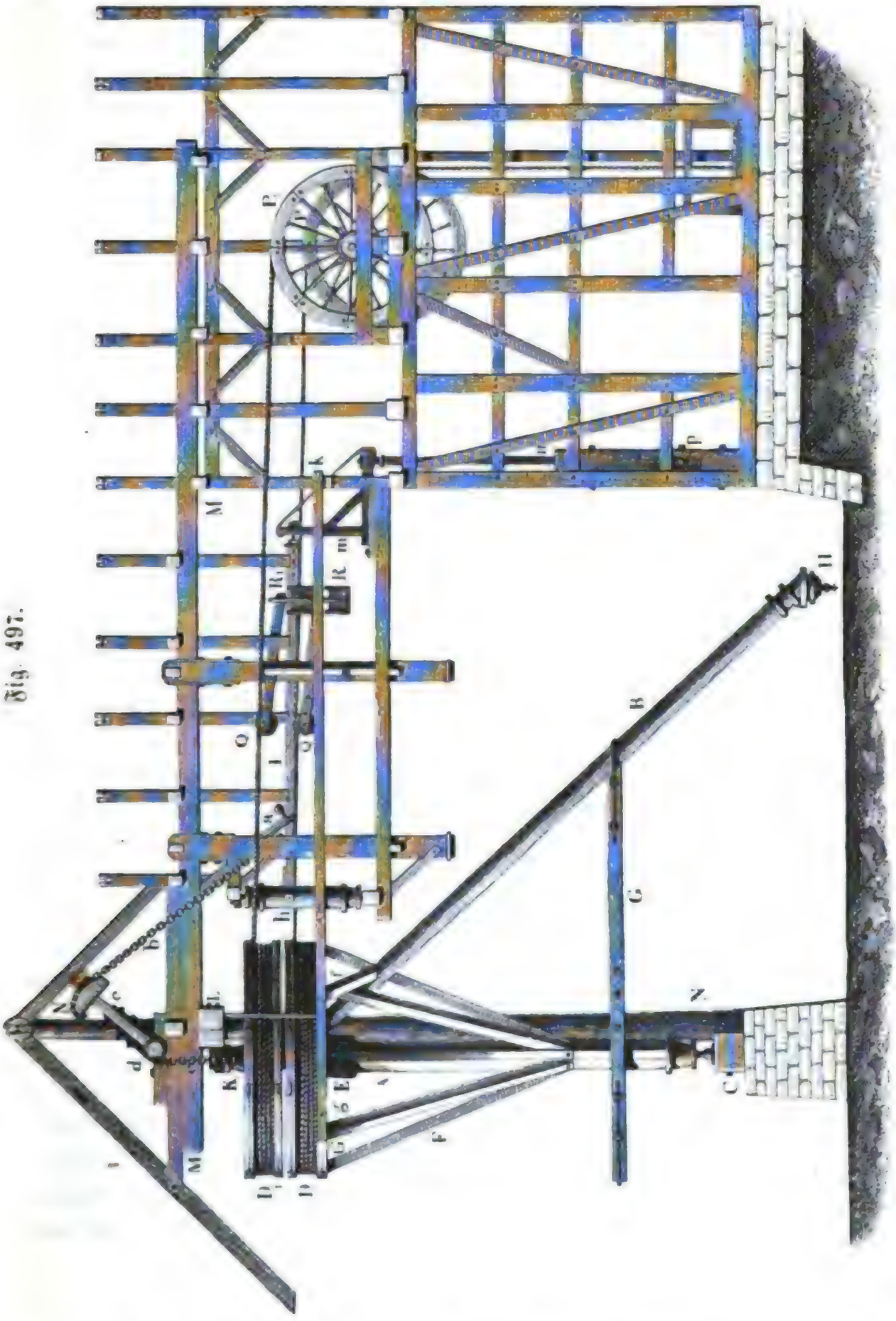


Fig. 497.

einen Spannriegel *G* abgeſteift. Die 10 Fuß lange Deichſel, woran die

Hand- und Pferdegöpel.

Pferde ziehen, iſt durch einen Stecknagel H an das untere Ende des Schwengels angehangen und läßt ſich um dieſen Nagel frei drehen. Noch ſind an dem Schwengel zwei Schleppſpieße angehangen, welche ſich in die Rennbahn einſtemmen, wenn die Kraft nachläßt, und welche dadurch das Zurückgehen der vollen Tonne verhindern. Der obere Zapfen K der ſtehenden Welle liegt in einem Lager, welches an einem doppelten Querbalken L angeſchraubt iſt, der zwei Strebbalken wie M trägt und ſich gegen die über die ganze Rennbahn weggreifenden Sparren oder Spießbäume NN ſtemmt. Dieſe Spießbäume ſtützen ſich unten auf eine Mauer O, wie aus Fig. 499 zu erſehen iſt, und ſind entweder oben in einander, oder an einer Hängeſäule, dem ſogenannten Mönch, eingezapft. Die Seile erhalten durch die Seilſcheiben P und P_1 die Richtung nach dem Schachte und ſind bei Q und Q_1 von Rollen unterſtützt, die durch Gegengewichte R und R_1 mittels Hebel von unten nach oben gedrückt werden. Endlich hat die Maſchine noch ein Bremswerk, wie wir bereits kennen gelernt haben. Die Figur 496 zeigt in gk einen von den beiden Hebeln an welchen die auf den unteren Kranz des oberen oder unteren Korbes zu drückenden Bremsbacken befeſtigt ſind. Um das Bremſen ohne Anſtrengung und von dem Treibehauſe aus bewirken zu können, iſt noch eine Wendedocke h (vergl. §. 13) angebracht, welche durch, in der Figur nicht ſichtbare, Zugſtangen an die Bremshebel und durch die hölzerne Zugſtange l mit einem Kreuze m in Verbindung ſteht, von dem eine dritte Zugſtange n herabhängt, welche mittels eines Drückels p niedergezogen werden kann. Um den Brems in der einen oder der anderen Stellung zu erhalten, iſt zur Seite des Drückels eine gezahnte Stange angebracht und der Drückel ſelbſt mit einem Zahne verſehen, womit man denſelben in dieſe Stange einſchieben kann.

Fig. 498.

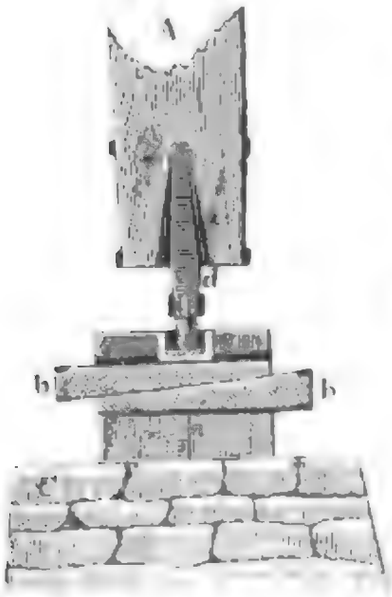
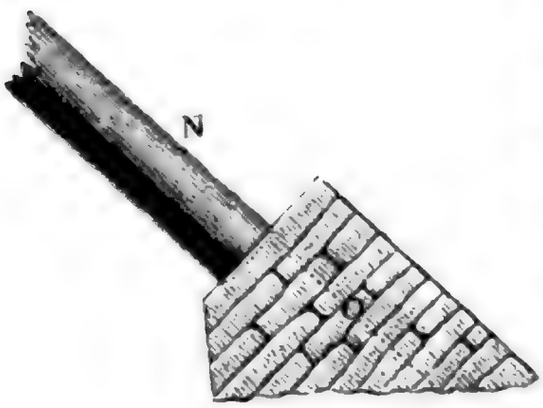


Fig. 499.



§. 244. Der Arbeitsaufwand, welchen die Bewegung eines Pferdegöpels nöthig macht, iſt mit Hülfe des in II., §. 85 über die ſtehenden

Wellen überhaupt Geſagten leicht zu beurtheilen, zumal da hier viele Verhältniſſe dieſelben ſind, wie bei der Haspelförderung. Bezeichnen wir auch hier durch Q die Förderlaſt in einer Tonne, durch G das Gewicht einer leeren Tonne, dagegen durch G_1 das Gewicht der Seilwalzen im Liegenden des Schachtes, durch G_2 das Gewicht einer Seilſcheibe und durch G_3 das Gewicht der armirten ſtehenden Welle; ſetzen wir ferner den Fallwinkel des Schachtes $= \alpha$, den Halbmeſſer einer Tonnenwalze $= r$, den Halbmeſſer des Zapfens derſelben $= \varrho$, ferner den Halbmeſſer einer Seilwalze $= r_1$ und den ihres Zapfens $= \varrho_1$, ſowie den Halbmeſſer einer Seilſcheibe $= r_2$ und den ihres Zapfens $= \varrho_2$; bezeichnen wir noch den Halbmeſſer des Stiftes der ſtehenden Welle durch ϱ_3 und den des Zapfens durch ϱ_4. Setzen wir ferner die Länge der ſtehenden Welle, vom Stift bis zum oberen Zapfen gemeſſen, $= l$, den mittleren Abſtand der beiden Körbe von dem Stifte $= l_1$ und den von dem oberen Zapfen $= l_2$, die mechaniſche Schwengellänge, vom Schwengelnagel rechtwinkelig zur Axe der ſtehenden Welle gemeſſen, $= a$, die Deichſellänge $= d$, den mittleren Laſtarm des Korbes $= b$, die flache Schachtteufe $= s$, die Seilſtärke $= \delta$, endlich das Gewicht des laufenden Fußes Treibeſeil $= \gamma$ und das Gewicht des ganzen Treibeſeiles, d. i. $s\gamma$, $= S$.

Hand- und Pferdegöpel.

Die reine Laſt iſt auch hier, da ſich die beiden Tonnen das Gleichgewicht halten, $W = Q \sin. \alpha$.

Die beiden Tonnen drücken mit der Kraft $(Q + 2G) \cos. \alpha$ gegen die Tonnenleitung, und würden hier die gleitende Reibung $\varphi (Q + 2G) \cos. \alpha$ zu überwinden haben, wenn ſie ohne Räder wären; durch dieſe Räder wird aber die gleitende Reibung in eine zu vernachläſſigende rollende und in folgende Zapfenreibung verwandelt:

$$W_1 = \varphi \frac{\varrho}{r} (Q + 2G) \cos. \alpha.$$

Die Treibeſeile drücken mit dem Gewichte $S = s\gamma$ gegen die Seilwalzen im Schachte, und geben hier eine Zapfenreibung, welche ſich annähernd

$$W_2 = \varphi \frac{\varrho_1}{r_1} (S + G_1) \cos. \alpha$$

ſetzen läßt.

Die Geſammtſpannung der beiden Seile iſt $(Q + 2G + S_1) \sin. \alpha$ anzunehmen, weshalb nach I., §. 181 der Steifigkeitswiderſtand des Seiles an den Seilſcheiben

$$W_3 = K + \frac{\nu (Q + 2G + S) \sin. \alpha}{r_2}$$

zu ſetzen iſt.

Die Seilſcheiben wirken durch ihr Gewicht $2G_2$ vertikal abwärts, und

Digitized by Google

Hand- und Pferdegöpel.

mittels der Seile ſowohl nach dem Schachtfallen abwärts als auch nach dem Korbe horizontal mit der Kraft $(Q + 2G + G_1) \sin. \alpha$, folglich kann man den Zapfendruck bei dieſen Scheiben (ſ. I., §. 169)
$0{,}96[2G_2+(Q+2G+S)(\sin.\alpha)^2]+0{,}40\,(Q+2G+S)\sin.\alpha\,(1-\cos.\alpha)$,
und daher die entſprechende Zapfenreibung

$$W_4 = \varphi \frac{\varrho_2}{r_2}\Big(0{,}96\,[2\,G_2 + (Q + 2\,G + S)\,(\sin.\alpha)^2] + 0{,}40\,(Q + 2\,G + S)\,\sin.\alpha\,(1 - \cos.\alpha)\Big)$$

$$= \varphi \frac{\varrho_2}{r_2}\Big(1{,}92\,G_2 + [0{,}96\,\sin.\alpha + 0{,}40\,(1 - \cos.\alpha)]\,(Q + 2\,G + S)\,\sin.\alpha\Big)$$

ſetzen.

Die mittlere Spannung des ſich auf den Korb aufwickelnden Seiles läßt ſich $(Q + G + {}^1/_2\,S)\,\sin.\alpha$ annehmen, weshalb der entſprechende Seilſteifigkeitswiderſtand iſt

$$W_5 = K + \frac{v\,(Q + G + {}^1/_2\,S)\,\sin.\alpha}{b}.$$

Zu dieſen Widerſtänden kommen endlich die aus II., §. 85 bekannten Zapfenreibungen an der ſtehenden Welle, nämlich die Reibung an der Baſis des unteren Zapfens

$$W_6 = {}^2/_3\,\varphi\,\frac{\varrho_3}{b}\,G_3$$

und die Seitenreibung an beiden Zapfen

$$W_7 = \varphi\left(\frac{r_3\,l_2 + r_4\,l_1}{b\,l}\right)(Q + 2\,G + S)\,\sin.\alpha.$$

Der Summe $W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 + W_7$ dieſer Widerſtände iſt durch die vom Schwengelarme auf den mittleren Laſtarm reducirte Kraft das Gleichgewicht zu halten. Nach II., §. 85 iſt der Hebelarm a_1 der Kraft wenig kleiner als die mechaniſche Schwengellänge, nämlich

$$a_1 = \sqrt{a^2 - \frac{d^2}{4}}, \text{ annähernd} = a - \frac{d^2}{8\,a},$$

daher das Moment der Zugkraft der Pferde zu ſetzen:

$$P\,a_1 = P\left(a - \frac{d^2}{8\,a}\right)$$

und die reducirte Kraft ſelbſt

$$\frac{P\,a_1}{b} = \frac{P\left(a - \frac{d^2}{8\,a}\right)}{b} = W + W_1 + \ldots + W_7.$$

Digitized by Google

Hand- und Pferdegöpel.

Sind die Laſt, die beweglichen Gewichte und die Dimenſionen eines Göpels gegeben, ſo kann man nun leicht die erforderliche Zugkraft der Pferde

$$P = \frac{b\,(W + W_1 + \ldots + W_7}{a - \frac{d^2}{8\,a}}$$

finden.

Auch iſt nun hieraus wieder die zu fordernde Geſchwindigkeit der Kraft und Laſt zu berechnen. Die bekannte Formel $P = \left(2 - \frac{v}{c}\right) K$, wo K die mittlere Kraft und c die mittlere Geſchwindigkeit bezeichnet, giebt uns die geſuchte Geſchwindigkeit der Kraft

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right),$$

woraus die mittlere Geſchwindigkeit der Laſt

$$w = \frac{b}{a_1}\,v = \frac{b\,v}{a - \frac{d^2}{8\,a}}$$

folgt.

Die Zeit zum Ausfördern einer Tonne und die Anzahl der in einer gegebenen Schichtzeit auszufördernden Tonnen iſt genau nach den ſchon in §. 240 gegebenen Formeln zu berechnen.

Uebrigens kann man auch bei den Treibegöpeln wie bei den Haspeln, wenn R die conſtante Nebenlaſt bezeichnet,

$$P = [(1 + \delta)\,(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{r}\,cotg.\,\alpha)\,Q + {}^1/_2\,R]\,\frac{b\,sin.\,\alpha}{a_1}$$

ſetzen und hiernach den zweckmäßigſten Hebelarm der Laſt berechnen. Es iſt nämlich

$$b = \frac{a_1\,K}{\left((1 + \delta)\,(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{r}\,cotg.\,\alpha)\,Q + \frac{R}{2}\right) sin.\,\alpha},$$

und folglich der entſprechende Korbhalbmeſſer, nach §. 81:

$$r_3 = \left(1 + \frac{s\,d^2}{4\,\pi\,l\,b^2}\right) b.$$

Beiſpiel. Wie viel gefüllte Tonnen können mittels eines Pferdegöpels durch zwei Pferde aus einem Schachte von 800 Fuß Tiefe und 70 Grad Fallen getrieben werden, wenn das Gewicht der Fördermaſſe $Q = 1000$ Pfund, das Gewicht einer Treibetonne $G = 400$ Pfund; ferner das Gewicht der Seilwalzen im Schachte $G_1 = 120$ Pfund, das Gewicht einer Seilſcheibe $G_2 = 500$ Pfund, das Gewicht der ſtehenden Welle $G_3 = 9000$ Pfund und der laufende Fuß der anzuwendenden Drahtſeile $\gamma = {}^1/_2$ Pfund, alſo jedes Seil $800 \cdot {}^1/_2 = 400$ Pfund wiegt, und wenn die Dimenſionen des ganzen Treibezeuges folgende ſind: $\varrho = {}^1/_2$, $r = {}^5/_2$, $\varrho_1 = {}^1/_4$, $r_1 = 2$, $\varrho_2 = {}^3/_2$, $r_2 = 36$, $\varrho_3 = 1$, $\varrho_4 = {}^5/_2$ Zoll,

Digitized by Google

Hand- und Pferdegöpel.

$\delta = 1/2$ Zoll, ferner $l_1 = 20$ Fuß, $l_2 = 5$ Fuß, also $l = l_1 + l_2 = 25$ Fuß, $a = 24$ Fuß, $d = 10$ Fuß, $r_5 = 5$ Fuß?

Die reine Last ist

$$W = Q \sin. \alpha = 1000 \sin. 70^\circ = 939{,}69 \text{ Pfund},$$

die Reibung an den Aren der Tonnenwalzen, $\varphi = 0{,}1$ gesetzt,

$$W_1 = \varphi \frac{\varrho}{r} (Q + 2G) \cos. \alpha = 0{,}1 \cdot 1/5 \cdot 1800 \cos. 70^\circ = 12{,}31 \text{ Pfund},$$

die Reibung an den Aren der Seilwalzen, $\varphi_1 = 0{,}1$ angenommen,

$$W_2 = \varphi_1 \frac{\varrho_1}{r_1} (S + G_1) \cos. \alpha = 0{,}1 \cdot 1/8 \cdot 520 \cos. 70^\circ = 2{,}22 \text{ Pfund},$$

der Steifigkeitswiderstand des Seiles beim Umbiegen um die Göpelscheiben, wenn man für diese Seile, Versuchen des Verfassers entsprechend,

$K = 0{,}77$ und $\nu = 0{,}0907$ annimmt,

$$W_3 = K + \nu (Q + 2G + S) \cdot \frac{\sin. \alpha}{r_2} = 0{,}77 + 0{,}0907 \cdot 2200 \frac{\sin. 70^\circ}{36} = 5{,}21 \text{ Pf.},$$

und die Zapfenreibung an den Seilscheiben, $\varphi_2 = 0{,}1$ angenommen,

$$W_4 = \varphi_2 \frac{\varrho_2}{r_2} \left(1{,}92 G_2 + [0{,}96 \sin. \alpha + 0{,}40 (1 - \cos. \alpha)] (Q + 2G + S) \sin. \alpha\right)$$
$$= 0{,}1 \cdot 1/24 [1{,}92 \cdot 500 + (0{,}9021 + 0{,}2632) \cdot 2067] = 14{,}04 \text{ Pfund}.$$

Um die übrigen Nebenhindernisse berechnen zu können, ist die Kenntniß des mittleren Hebelarmes b der Last nöthig. Die Länge dieses Armes ist durch die Formel

$$b = \left(1 + \frac{(s + 2\sigma) \delta^2}{4 \pi l r^2}\right) r$$

bestimmt, in welcher

s die abzuwickelnde Seillänge = 800 Fuß,
σ die auf dem Korbe zurückbleibende Reserveseillänge, etwa 200 Fuß,
δ die Seilstärke = 1/2 Zoll,
l die Seilfachhöhe = 3/4 Fuß, und
r den Korbhalbmesser = 5 Fuß

bezeichnen.

Es ist für diesen Fall

$$b = \left(1 + \frac{1200}{4 \pi \cdot 3/2 \cdot 25 \cdot 24^2}\right) \cdot 5 = 5{,}022 \text{ Fuß} = 60{,}264 \text{ Zoll}.$$

Der Steifigkeitswiderstand des Seiles beim Umwickeln um den Korb ist nun

$$W_5 = K + \frac{\nu (Q + G + 1/2 S) \sin. \alpha}{b} = 0{,}77 + 0{,}0907 \cdot \frac{1600 \sin. 70^\circ}{60{,}264} = 2{,}98 \text{ Pf.},$$

die Reibung an der Grundfläche des Stiftes, $\varphi = 0{,}1$ gesetzt:

$$W_6 = 2/3 \varphi \frac{\varrho_3}{b} G_3 = 2/3 \cdot 1/10 \cdot \frac{1}{60{,}264} \cdot 9000 = 9{,}95 \text{ Pfund},$$

und endlich die Seitenreibung an beiden Zapfen dieser Welle

$$W_7 = \varphi \left(\frac{r_3 l_2 + r_4 l_1}{b l}\right) (Q + 2G + S) \sin. \alpha$$
$$= 0{,}1 \cdot \left(\frac{1.5 + 5/2 \cdot 20}{60{,}264 \cdot 25}\right) 2200 \sin. 70^\circ = 2{,}74 \text{ Pfund}.$$

Nun folgt die ganze Göpellast

$$W + W_1 + W_2 + \ldots + W_7 = 939{,}69 + 12{,}31 + 2{,}22 + 5{,}21 + 14{,}04 + 2{,}98 + 9{,}95 + 2{,}74 = 989{,}14 \text{ Pfund}.$$

Digitized by Google

Der Hebelarm der Kraft iſt

Hand- und Pferdegöpel

$$a_1 = a - \frac{d^2}{8a} = 24 - \frac{100}{192} = 23{,}48 \text{ Fuß},$$

folglich die erforderliche Pferdekraft:

$$P = \frac{b}{a_1}(W + W_1 + \ldots + W_7) = \frac{5{,}022}{23{,}48} \cdot 989{,}12 = 211{,}56 \text{ Pfund}.$$

Nun iſt nach II., §. 85 die mittlere Zugkraft zweier Pferde $K = 2 \cdot 95 = 190$ Pfund und die mittlere Geſchwindigkeit derſelben $c = 2{,}9$ Fuß, demnach hat man die zu fordernde Geſchwindigkeit der Pferde:

$$v = \left(2 - \frac{K}{P}\right)c = \left(2 - \frac{190}{211{,}56}\right) \cdot 2{,}9 = 3{,}195 \text{ Fuß},$$

und die mittlere Geſchwindigkeit der Tonne:

$$w = \frac{b}{a_1} v = \frac{5{,}022}{23{,}48} \cdot 3{,}195 = 0{,}683 \text{ Fuß}.$$

Die Zeit zum Ausfördern einer Tonne iſt:

$$t_1 = \frac{s}{w} = \frac{800}{0{,}683} = 1171 \text{ Sec.} = 19', 31''.$$

Rechnet man hierzu noch 5 Minuten = 300 Secunden Stillſtandszeit, ſo kommt auf das Treiben einer Tonne im Ganzen die Zeit 1471 Secunden, und es folgt daher die Anzahl der in einer Schichtzeit von 8 Stunden auszufördernden Tonnen:

$$n = \frac{8 \cdot 60 \cdot 60}{1471} = 20.$$

Um die ganze tägliche Arbeitskraft der Pferde zu verbrauchen, müßte dagegen die Anzahl der Tonnen:

$$n = \frac{P v t}{Q s} = \frac{w t}{s} = \frac{0{,}683 \cdot 8 \cdot 60 \cdot 60}{800} = 24{,}6, \text{ d. i. 24 bis 25 ſein.}$$

Die entſprechende tägliche Leiſtung des Göpels iſt:

$$1000 \cdot 800 \sin. 70^\circ \cdot 24{,}6 = 12'212000 \text{ Fußpfund},$$

die Maximalleiſtung der beiden Pferde dagegen, nach II., §. 85:

$$2 \cdot 7'734400 = 15'868800 \text{ Fußpfund},$$

folglich der Wirkungsgrad der Maſchine:

$$\eta = \frac{12'212}{15'869} = 0{,}770.$$

§. 245. Da ſich das Treibeſeil, woran die volle Tonne hängt, während des Aufſteigens dieſer Tonne allmälig auf den Korb auf- und ſich das Treibeſeil, woran die leere Tonne hängt, allmälig von dem Korbe abwickelt, ſo iſt die Geſammtlaſt während des Ausförderns einer Tonne nicht conſtant, ſondern ſie iſt anfangs $Q + S$, nimmt allmälig ab, iſt ferner auf dem halben Wege der Tonne, wo ſich die beiden Seilgewichte $\frac{S}{2}$ und $\frac{S}{2}$ das Gleichgewicht halten, Q und ſinkt nun immer mehr und mehr, bis ſie zuletzt, wenn die volle Tonne oben ankommt, $Q - S$ ausfällt. Es beträgt folglich die größte Veränderung der Laſt $= \frac{2S}{Q}$ der letzteren. Die-

Spiralkorb.

Digitized by Google

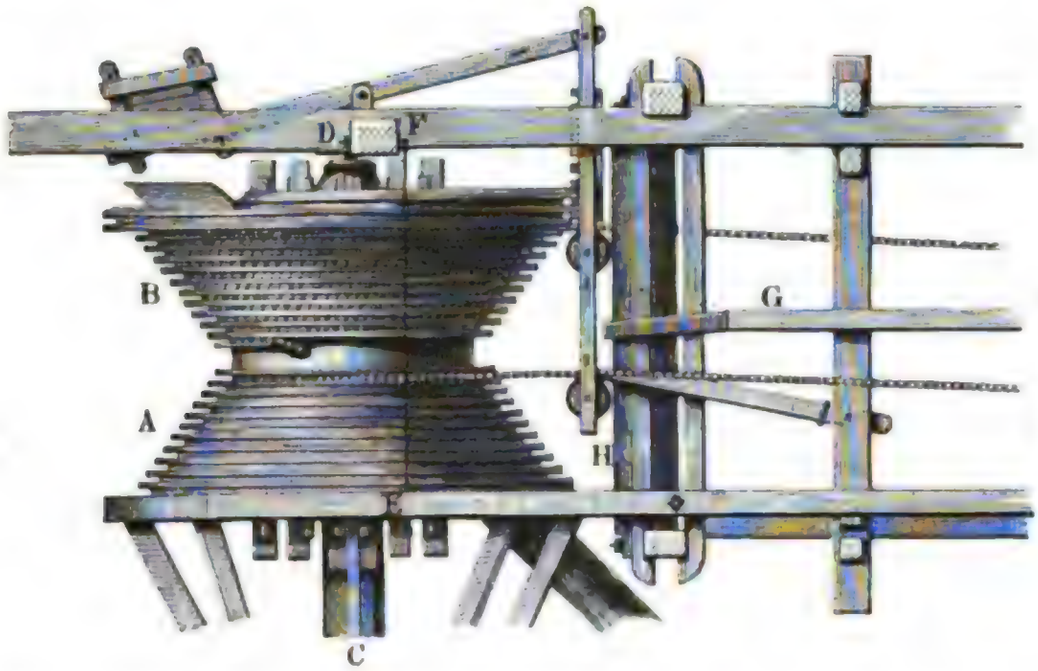
Spiralkorb. ſelbe wächſt alſo mit dem Seilgewichte, d. i. mit der Schachttiefe s und mit dem Gewichte γ einer laufenden Längeneinheit Seil, und iſt deshalb bei den Drahtſeilen, die bei gleicher Tragkraft ungefähr halb ſo ſchwer ſind, als die Hanfſeile, viel kleiner als bei den Hanfſeilen. Ueberträfe das Gewicht $S = s\gamma$ eines Seiles das der Fördermaſſe, was bei Anwendung von Hanfſeilen und beim Treiben aus tiefen Schächten vorkommen kann, ſo würde die Geſammtlaſt, bevor die volle Tonne über Tage ankommt, Null betragen, und auf dem übrigen Wege dieſer Tonne ſogar negativ ausfallen, alſo eine Ueberwucht vorhanden ſein. Dieſer Zuſtand der Göpelförderung iſt mit dem Abwärtsfahren eines Wagens auf einer ſtark geneigten Straße zu vergleichen; ſo gut man hier durch Einhemmen oder Bremſen das beſchleunigte Herabrollen des Wagens verhindern muß, ebenſo hat man bei der Göpelförderung einen Widerſtand anzubringen, ſo wie die Laſt negativ wird, und folglich der Göpel von ſelbſt zu gehen anfängt. Dieſes Hemmen des Göpels kann entweder durch Anziehen des Bremſes, oder durch Anhängen eines Schlittens oder ſogenannten Schlepphundes, welchen der Schwengel, woran die Pferde ziehen, mit herum führt, bewirkt werden. Da die mechaniſche Arbeit, welche dieſe Hülfsmittel conſumiren, für die Maſchine ganz verloren geht, ſo greift man natürlich ſehr ungern zur Anwendung derſelben und giebt den Gegengewichten und den Spiralkörben den Vorzug. Da es hier darauf ankommt, ein veränderliches Gewicht während der Durchlaufung eines größeren Weges auszugleichen, ſo bietet die Anwendung von Gegengewichten, wie wir in §. 178 und §. 179 bei den Zugbrücken kennen gelernt haben, Schwierigkeiten dar. Am leichteſten möchte noch ein ſogenannter Ausgleichungswagen anwendbar ſein, welcher während des Ausförderns der Tonne auf einer kurzen krummlinigen Bahn ein Mal herauf- und herabſteigt und hierbei die volle Tonne in ihrem Aufgange auf der erſten Hälfte ihres Weges eben ſo viel unterſtützt, als ſie auf der zweiten Hälfte hindert. Weit zweckmäßiger iſt allerdings die Anwendung eines Spiralkorbes, eines Korbes von veränderlichem Halbmeſſer. Bei demſelben nimmt der Hebelarm der vollen Tonne immer mehr und mehr zu, je weiter dieſelbe herauskommt, und dagegen der Hebelarm der leeren Tonne immer mehr und mehr zu, je tiefer dieſelbe hineinkommt, ſo daß das Moment der erforderlichen Umdrehungskraft trotz der Veränderlichkeit der Laſt während des Ausförderns der vollen Tonne nahe daſſelbe bleibt.

Die Einrichtung eines Spiralkorbes nach v. Gerſtner iſt aus Figur 500 zu erſehen. A ſtellt das untere und B das obere Seilfach des ganzen Korbes, CD aber das obere Ende der ſtehenden Welle vor, worauf der ganze Korb befeſtigt iſt, E iſt der in F aufgehangene Brems, welcher durch das hölzerne Geſtänge G und die Wendedocke H mittels eiſerner

Digitized by Google

Arme und Stangen auf den unteren Korbkranz aufgedrückt werden kann. Spiralkorb

Fig. 500.



Der Korb ſelbſt wird aus Pfoſtenſtücken und zwiſchenliegenden Brettſtücken zuſammengeſetzt und iſt durch Armgeviere u. ſ. w. mit der ſtehenden Welle feſt verbunden. Die Dicke der Pfoſtenſtücke, welche die erſte oder größte Spiralwindung geben, iſt nicht eine und dieſelbe, ſondern dieſelbe wächſt nach und nach um reichlich die Stärke des Seiles. Auf dieſe Spiralwindung kommt zunächſt die aus dünnen Brettſtücken zuſammengeſetzte Spiralwindung zu liegen, welche als Scheidewand zwiſchen den Seilwindungen dient. Hierauf kommt weiter eine aus Pfoſtenſtücken zuſammengeſetzte Spiralwindung, welche wiederum von einer aus ſchwachen Brettchen gebildeten Spiralwindung bedeckt wird u. ſ. w.

Bei dem Spiralkorbe bewegt ſich die volle Tonne beſchleunigt und die leere Tonne verzögert; es iſt daher der Weg x_1 der erſten von dem gleichzeitigen Wege x_2 der anderen, alſo das Gewicht $X_1 = x_1 \gamma$ des aufgewickelten Seiles der vollen Tonne von dem Gewichte $X_2 = x_2 \gamma$ des abgewickelten Seiles der leeren Tonne verſchieden. Setzen wir den conſtanten Widerſtand der vollen Tonne $= R_1$ und die conſtante Kraft der leeren Tonne $= R_2$, und bezeichnen wir durch μ einen die Einheit überſchreitenden Coefficienten, ſo können wir den ganzen Widerſtand der vollen Tonne durch

$$R_1 + \mu (S - X_1)$$

und dagegen die ganze Kraft der leeren Tonne durch

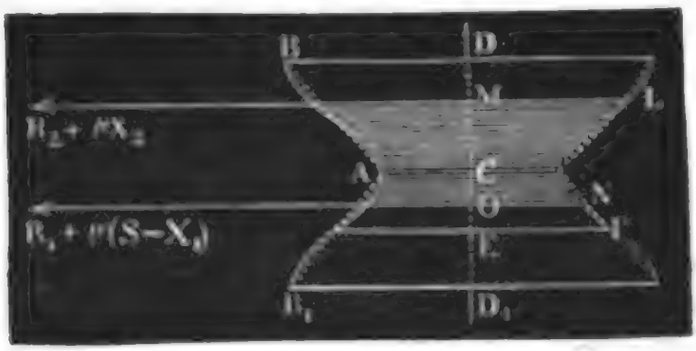
$$R_2 + \mu X_2$$

ausdrücken.

Iſt noch z_1 der entſprechende Laſtarm ON, Fig. 501 (a. f. S.), der

Spiralkorb. vollen und z_2 der entſprechende Laſtarm ML der leeren Tonne, ſo haben wir das ganze Laſt- oder Kraftmoment der Maſchine:

Fig. 501.



$$Pa = [R_1 + \mu (S - X_1)] z_1 - (R_2 + \mu X_2) z_2.$$

Soll nun der Spiralkorb vollſtändig ausgleichen, ſo muß dieſes Moment, wie auch die gleichzeitigen Werthe von z_1, z_2, X_1 und X_2 bei den verſchiedenen Tonnenſtänden ausfallen, ſtets daſſelbe bleiben. Man hat alſo auch für den entgegengeſetzten Tonnenſtand, wo der Widerſtand der vollen Tonne $R_1 + \mu X_2$ und die Kraft der leeren Tonne $R_2 + \mu (S - X_1)$ iſt:

$$Pa = (R_1 + \mu X_2) z_2 - [R_2 + \mu (S - X_1)] z_1.$$

Die Addition dieſer beiden Gleichungen giebt:

$$2 Pa = (R_1 - R_2) (z_1 + z_2),$$

und es folgt hiernach der mittlere Korbhalbmeſſer oder mittlere Laſtarm:

$$1) \quad EF = r = \frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{Pa}{R_1 - R_2}.$$

Setzen wir in den beiden Momenteformeln $X_1 = X_2 = 0$, nehmen wir alſo an, daß ſich die eine Tonne am Tage und die andere am Füllorte befinde, ſo gehen dieſelben in folgende über:

$$Pa = (R_1 + \mu S) z_1 - R_2 z_2 \text{ und}$$
$$Pa = R_1 z_2 - (R_2 + \mu S) z_1;$$

und es iſt hierin $z_1 = r_1$, der kleinſte Laſtarm CA, ſowie $z_2 = r_2$, der größte Laſtarm DB.

Subtrahiren wir nun dieſe beiden Gleichungen von einander und führen wir ſtatt z_1 und z_2 die Buchſtaben r_1 und r_2 ein, ſo erhalten wir Folgendes:

$$(R_1 + R_2 + 2\mu S) r_1 = (R_1 + R_2) r_2, \text{ und daher}$$

$$2) \quad \frac{r_1}{r_2} = \frac{R_1 + R_2}{R_1 + R_2 + 2\mu S}.$$

Nun iſt aber nach Gleichung 1) auch

$$\frac{r_1 + r_2}{2} = r;$$

daher folgt nun der kleinſte Laſtarm:

$$CA = r_1 = \frac{R_1 + R_2}{R_1 + R_2 + \mu S} \cdot r = \left(1 - \frac{\mu S}{R_1 + R_2 + \mu S}\right) r.$$

Digitized by Google

der größte Laſtarm: Spiralkorb

$$DB = r_2 = \left(\frac{R_1 + R_2 + 2\mu S}{R_1 + R_2 + \mu S}\right) r = \left(1 + \frac{\mu S}{R_1 + R_2 + \mu S}\right) r.$$

Will man von der Ausgleichung in den Zwiſchenſtänden abſehen, ſo giebt man jedem Korbe die Form eines abgekürzten Kegels und den Grundflächen deſſelben die ſoeben gefundenen Halbmeſſer r_1 und r_2. Die der ganzen Seillänge s entſprechende Anzahl der Windungen iſt:

$$n = \frac{s}{2\pi r};$$

und folglich die Höhe eines Seilfaches oder der einen Korbhälfte, wenn jede Seilwindung die Höhe λ in Anſpruch nimmt:

$$l = n\lambda.$$

In der Regel kann man bei dieſen Dimenſionsbeſtimmungen

$$\text{für } R_1 = (Q + G)\ sin.\ \alpha,$$
$$\text{für } R_2 = G\ sin.\ \alpha, \text{ und}$$
$$\text{für } \mu = sin.\ \alpha$$

ſetzen, ſo daß ſich

$$r = b = \frac{Pa}{Q\ sin.\ \alpha},$$

$$r_1 = \left(1 - \frac{S}{Q + 2G + S}\right) r \text{ und}$$

$$r_2 = \left(1 + \frac{S}{Q + 2G + S}\right) r \text{ herausſtellt.}$$

Beiſpiel. Wäre für einen Spiralkorb der mittlere Halbmeſſer $r = 5$ Fuß, ſo würde bei der Tonnenlaſt $Q = 1000$ Pfund, dem Tonnengewicht $G = 400$ Pfund und dem Seilgewicht $S = 400$ Pfund der erforderliche kleinſte Halbmeſſer deſſelben

$$r_1 = \left(1 - \frac{400}{1000 + 800 + 400}\right) r = \left(1 - \frac{2}{11}\right) r = \frac{9 \cdot 5}{11} = 4\,{}^{1}/_{11} \text{ Fuß},$$

und dagegen der größte Halbmeſſer

$$r_2 = (1 + {}^{2}/_{11}\, r) = \frac{13 \cdot 5}{11} = 5\,{}^{10}/_{11} \text{ Fuß}$$

betragen müſſen.

Bei der Schachtteufe $s = 800$ Fuß wäre die erforderliche Anzahl der Windungen eines Seilfaches:

$$n = \frac{s}{2\pi r} = \frac{800}{2\pi \cdot 5} = \frac{80}{\pi} = 25\,{}^{1}/_{2},$$

und rechnet man auf jede Windung $\lambda = 1\,{}^{1}/_{2}$ Zoll Höhe, ſo würde die Höhe einer Korbhälfte:

$$l = 25\,{}^{1}/_{2} \cdot {}^{3}/_{24} = 25\,{}^{1}/_{2} \cdot {}^{1}/_{8} = 3{,}2 \text{ Fuß ausfallen.}$$

Anmerkung. Wenn der Spiralkorb bei allen Tonnenſtänden ausgleichen ſoll, ſo muß er die Form eines Rotationskörpers erhalten, deſſen Erzeugungslinie dem Querſchnitt der ſogenannten Karnießleiſten, wie auch Fig. 501 vor Au-

Digitized by Google

Spiralkorb. gen führt, ähnlich ist. Geht man dann vom mittleren Halbmesser $EF = r$ aus, so hat man für die dem Umdrehungsbogen β entsprechende Veränderung des Radius oder Lastarmes:

$$s = \pm \frac{2 r^2 \beta}{\sqrt{\left(\frac{R_1 + R_2}{\mu \gamma} + s\right)^2 + s^2 - 4 r^2 \beta^2}}, \text{ oder annähernd:}$$

$$s = \pm \frac{2 r^2 \beta}{\sqrt{\left(\frac{Q + 2G}{\gamma} + s\right)^2 + s^2 - 4 r^2 \beta^2}}.$$

Wegen der Entwickelung dieser Formel ist in des Verfassers Bergmaschinenmechanik Bd. II. sowie Gerstner's Mechanik Bd. I. nachzusehen.

Wassergöpel. §. 246. Die Wassergöpel sind durch die Kraft des Wassers in Bewegung gesetzte liegende Radwellen; bei ihnen ist also die Korbwelle nicht vertikal, sondern horizontal. Am häufigsten kommen die durch vertikale Wasserräder in Bewegung gesetzten Wassergöpel oder sogenannten Wasserradgöpel zur Anwendung. Sie sind meist ohne Vorgelege, d. h. das Wasserrad sitzt hier mit den Körben, wovon der eine stets beweglich ist, auf einerlei Welle. Die Treibeseile können natürlich hier von den über den Schachtmündungen hängenden Seilscheiben nicht horizontal nach dem Korbe geführt werden. Hängt das Wasserrad tief unterirdisch, so müssen die Seile durch je zwei Seilscheiben nach einem besonderen Seilschachte geleitet werden, in welchem sie nach dem Korbe herabgehen. Die Treibeseile sind natürlich dann um die Teufe dieses Schachtes länger zu machen, als wenn sich der Korb über Tage befindet. Wenn auch dadurch die Zapfenreibungen vergrößert werden, so ist der hieraus erwachsende Arbeitsverlust nicht so groß, als bei einem Stangenvorgelege, welches den über Tage befindlichen Korb mit der Welle des unter Tage hängenden Wasserrades verbindet. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Stangenvorgeleges ist schon aus III., §. 36, Fig. 110 bekannt. Da die Stangen dieser Zwischenmaschine nicht bloß auf- und niedergehen, sondern auch an der Kreisbewegung der Krummzapfen Antheil nehmen, so kann man sie nicht mit einer Leitung (s. §. 121) versehen und deshalb auch dieselben nicht durch Schub, sondern nur durch Zug wirken lassen. Aus diesem Grunde besteht denn auch ein solches Vorgelege nicht bloß aus zwei Gestängen und aus zwei Paar auf das Viertel gestellten einfachen Krummzapfen, wie Fig. 110 vor Augen führt, sondern aus vier Gestängen und zwei Paar doppelten Krummzapfen mit gegenüber liegenden Warzen, wie Fig. 228. Damit von diesen vier Gestängen regelmäßig zwei niedergehen und arbeiten, stellt man die beiden doppelten Krummzapfen einer und derselben Welle so gegen einander, daß ihre Warzen um je einen Viertelkreis von einander abstehen.

Eine Haupteigenthümlichkeit des Wasserradgöpels ist das Kehrrad.

Digitized by Google

Um abwechſelnd die eine oder die andere Tonne auszutreiben, muß die Korbwelle ein Mal in der einen und das andere Mal in der anderen Richtung umgehen; da nun aber ein einfaches Waſſerrad nur nach der einen Richtung umläuft, ſo iſt bei Anwendung deſſelben als Umtriebsmaſchine eines Göpels eine leicht lösbare Kuppelung (ſ. §. 204, Fig. 412 und 413) nöthig, durch deren Umrücken die entgegengeſetzte Umdrehung der Korbwelle hervorgebracht wird. Der größeren Sicherheit wegen leiſtet man aber auf die Anwendung einer ſolchen Kuppelung Verzicht und bedient ſich lieber zweier ein Ganzes, das ſogenannte Kehrrad, ausmachenden Waſſerräder mit entgegengeſetzter Schaufelung und Beaufſchlagung. Je nachdem man nun das Waſſer auf die eine oder auf die andere Abtheilung des Kehrrades ſchlägt, nimmt natürlich dieſes und folglich auch die Korbwelle, auf welcher es entweder feſtſitzt, oder mit welcher es durch Geſtänge verbunden iſt, die eine oder die andere Umdrehungsbewegung an, und treibt hierbei entweder die eine oder die andere Tonne aus dem Schachte. Waſſergöpel.

Das Aufziehen und Niederlaſſen der Schutzbretter für die beiden Aufſchläge des Kehrrades erfolgt durch einen Doppelhebel, deſſen Axe zwiſchen beiden Schutzbrettern liegt und deſſen Arme durch die zu dieſem Zwecke der Länge nach geſchlitzten Schützenſtangen hindurchgehen. Zur Bewegung dieſes Doppelhebels dient der Schützendrückel, d. i. ein über Tage befindlicher einarmiger Hebel und ein Schützengeſtänge, welches von dieſem Drückel nach jenem Doppelhebel herabgeht. Um die Maſchine in Ruhe zu verſetzen, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen iſt, wird nicht allein durch Niederlaſſen der einen Schütze der Aufſchlag abgeſchnitten, ſondern auch der Brems angezogen, welcher den die Scheidewand zwiſchen beiden Abtheilungen des Kehrrades bildenden Rad- oder Bremskranz umgiebt. Die Einrichtung dieſer Bremsvorrichtung weicht von der eines Pferdegöpels nicht ab; der hierzu nöthige Bremsdrückel befindet ſich neben dem Schützendrückel und neben Drückeln zum Auf- und Niederlaſſen der Stürzhaken.

Die Tonnen ſind hier in der Regel größer als bei den Pferdegöpeln und bewegen ſich auch ſchneller als dieſe; während die letzteren 8 bis 10 Kübel faſſen und mit 1 bis $1\frac{1}{2}$ Fuß Geſchwindigkeit getrieben werden, giebt man jenen einen Faſſungsraum von 12 bis 15 Kübel und läßt ſie mit $1\frac{1}{2}$ bis 3 Fuß Geſchwindigkeit aufſteigen.

Die Art und Weiſe, wie das Füllen einer Tonne in ſehr kurzer Zeit und mit der kleinſten Gefahr bewirkt wird, iſt aus Figur 502 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt *A* die zu füllende Tonne, welche mit ihren Walzen *a*, *a* zwiſchen den Streichbäumen *BB*, *CC* läuft, und während des Füllens auf den über den Einſtrichen wegliegenden Hölzern *D*, *E* ruht; *FH* iſt ein Wagen oder Hund, durch welchen auf einer Eiſenbahn *G* die För-

Digitized by Google

Wassergöpel. dermasse herbeigestoßen wird, welche in dem Kasten F enthalten ist, der um eine Axe im vorderen Radgestelle gekippt wird, wenn es darauf ankommt, die Fördermasse in die Tonne zu schütten, wobei jedenfalls der kleinste Zeitaufwand nöthig ist, wenn dieser Wagenkasten mit der Treibetonne einerlei Inhalt hat.

Fig. 502.

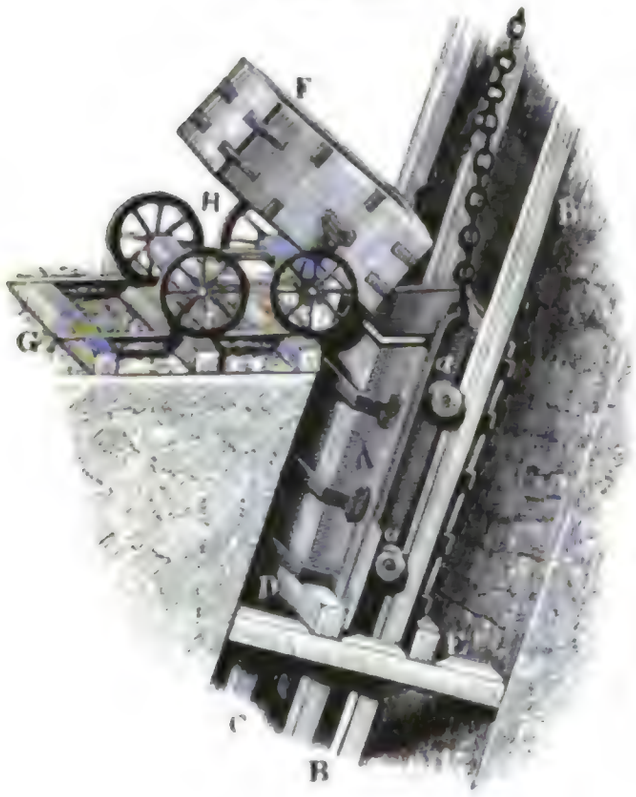
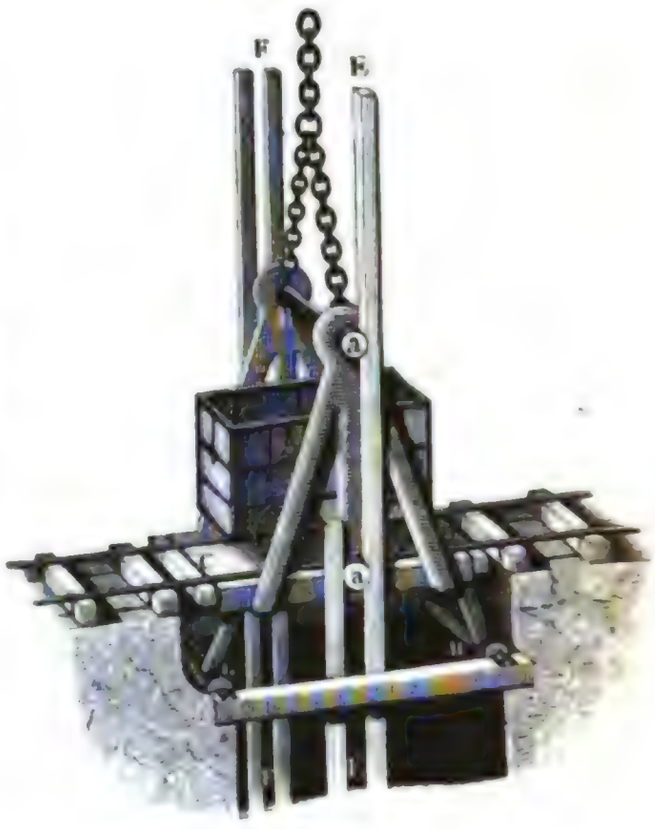


Fig. 503.



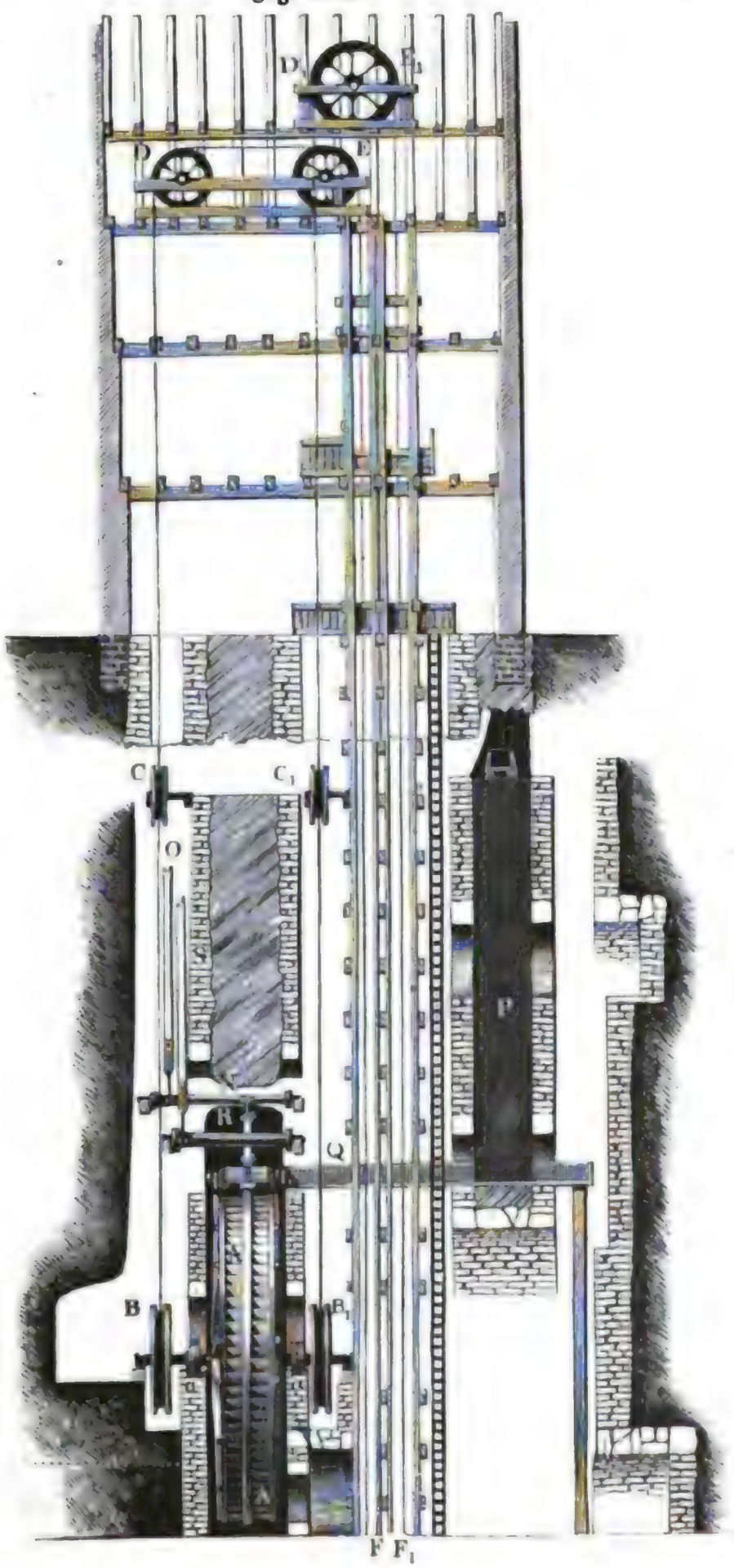
Noch weniger aufhältig ist die in Figur 503 abgebildete Einrichtung, wo der Wagen A, durch welchen die Fördermasse auf einer Eisenbahn herbeigefördert wird, auf ein Gestelle BCD gefahren wird, welches statt der Treibetonne an dem Seile hängt und mittels der Seitenwalzen a, a zwischen den Streichbäumen EE, FF läuft. Zur Unterstützung dieses Gestelles während des Stillstandes der Maschine dienen die Streben G und H, welche um horizontale Axen drehbar und zurückzuschlagen sind, wenn aus einer größeren Tiefe gefördert werden soll.

§. 247. Die allgemeine Einrichtung eines Wasserradgöpels ohne Vorgelege ist aus den beiden Ansichten in Fig. 504 und Fig. 505 (a. S. 544) zu ersehen. AA ist das Kehrrad, B, B_1 sind die beiden Körben, welche zwar auf ihren Wellen festsitzen, jedoch mit der Wasserradwelle durch leicht lösbare, aus je zwei Scheiben und einem diametral durchgehenden Bolzen bestehende Kuppelungen a, a verbunden sind. Das Seil, welches sich um den Korb B wickelt, läuft über die Seilwalze C im Seilschachte und über die beiden Seilscheiben D und E unter dem Dache des Treibehauses, von wo es in der Richtung EF in den Treibe-

Digitized by Google

ſchacht herabhängt; das Seil des Korbes B_1 hingegen geht über die Seil- Waſſergöpel.
trommel C_1 und über die Seilſcheibe $D_1 E_1$, an welcher es in der Rich-

Fig. 504.

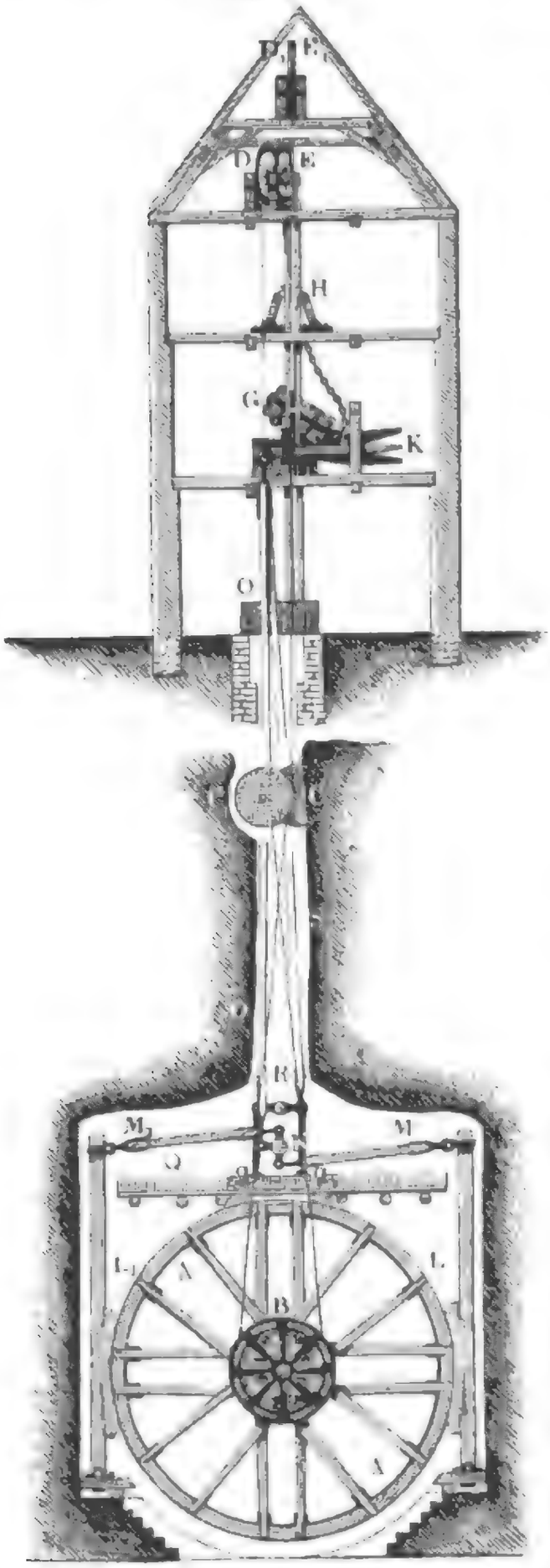


Digitized by Google

Wassergöpel.

tung $E_1 F_1$ nach dem Treibeschachte herabhängt. Fig. 505 zeigt in G eine ausgestürzte Treibetonne, und in H die sogenannten Fangböcke, welche in dem Falle, wenn die Maschine zu spät aufgehalten wird, die Treibetonne zwar bis zu den Seilscheiben aufsteigen, aber nicht zurückfallen lassen; in K sind noch die Drückel zum Schützen, Bremsen und Aus- und Einrücken der Stürzhaken zu sehen. Die letzte Figur führt in L, L_1 auch noch den auf den mittleren Radkranz aufzudrückenden Doppelbrems vor Augen, welcher durch die Zugstangen M, M_1, sowie durch den dreiarmigen Hebel N und durch das Gestänge O mit dem Bremsdrückel über Tage verbunden ist. Fig. 504 zeigt endlich in P die Radstube des Kunstrades, in Q das Gerinne, in welchem das Wasser aus dieser Radstube nach der des Kehrrades AA geführt wird; auch führen beide Figuren in q, q_1 die Schützen für beide Kehrradabtheilungen, in R den Schwengel und in S die Zugstange dieser Schützen vor Augen.

Fig. 505.

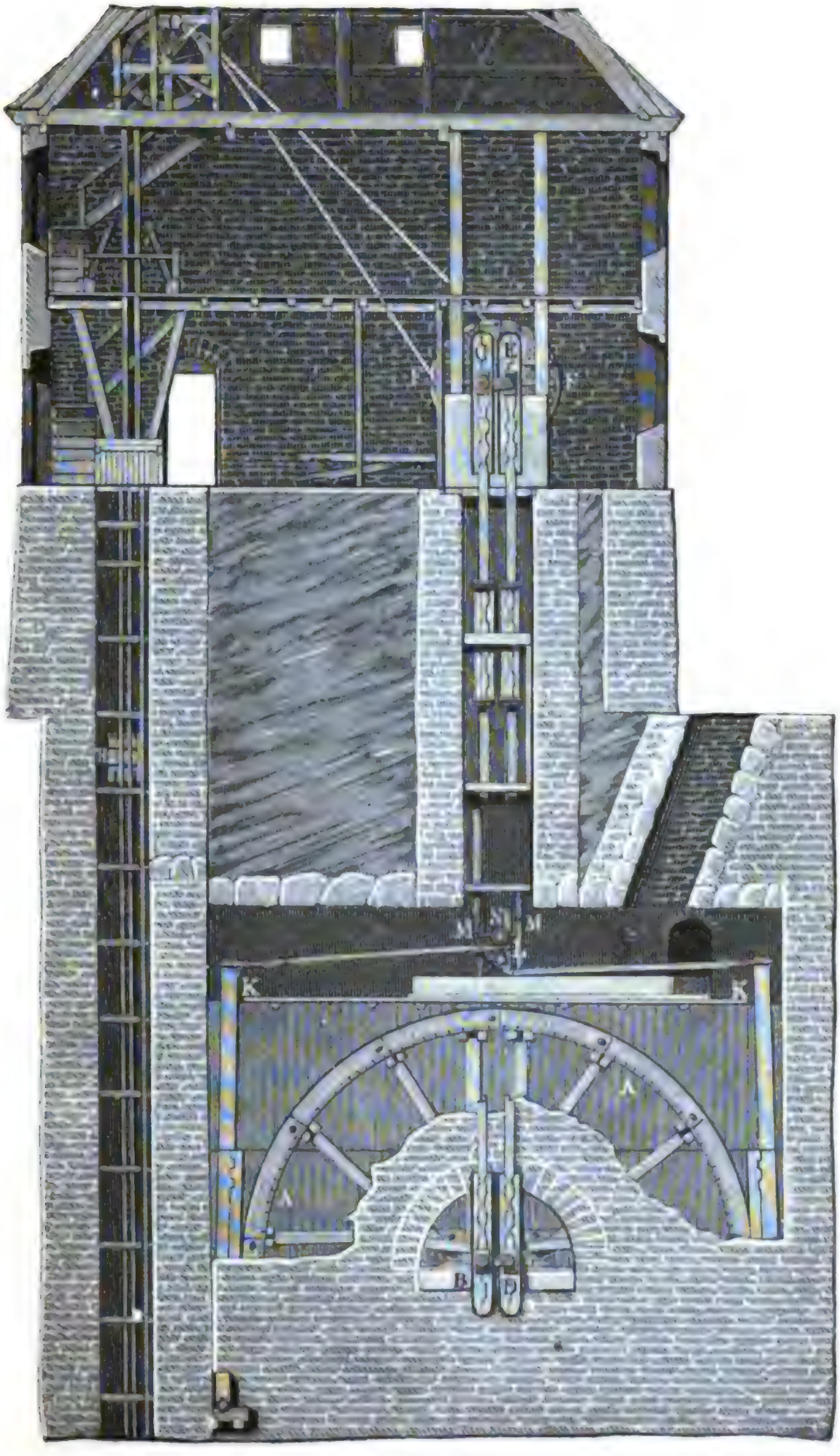


Eine Seitenansicht von einem Wasserradgöpel mit Stangenvorgelege zeigt Fig. 506. Hier ist AA das Kehrrad, und man sieht in BC und DE die zwei Gestänge auf der einen Seite

Digitized by Google

Fig. 506.

Waſſergöpel.



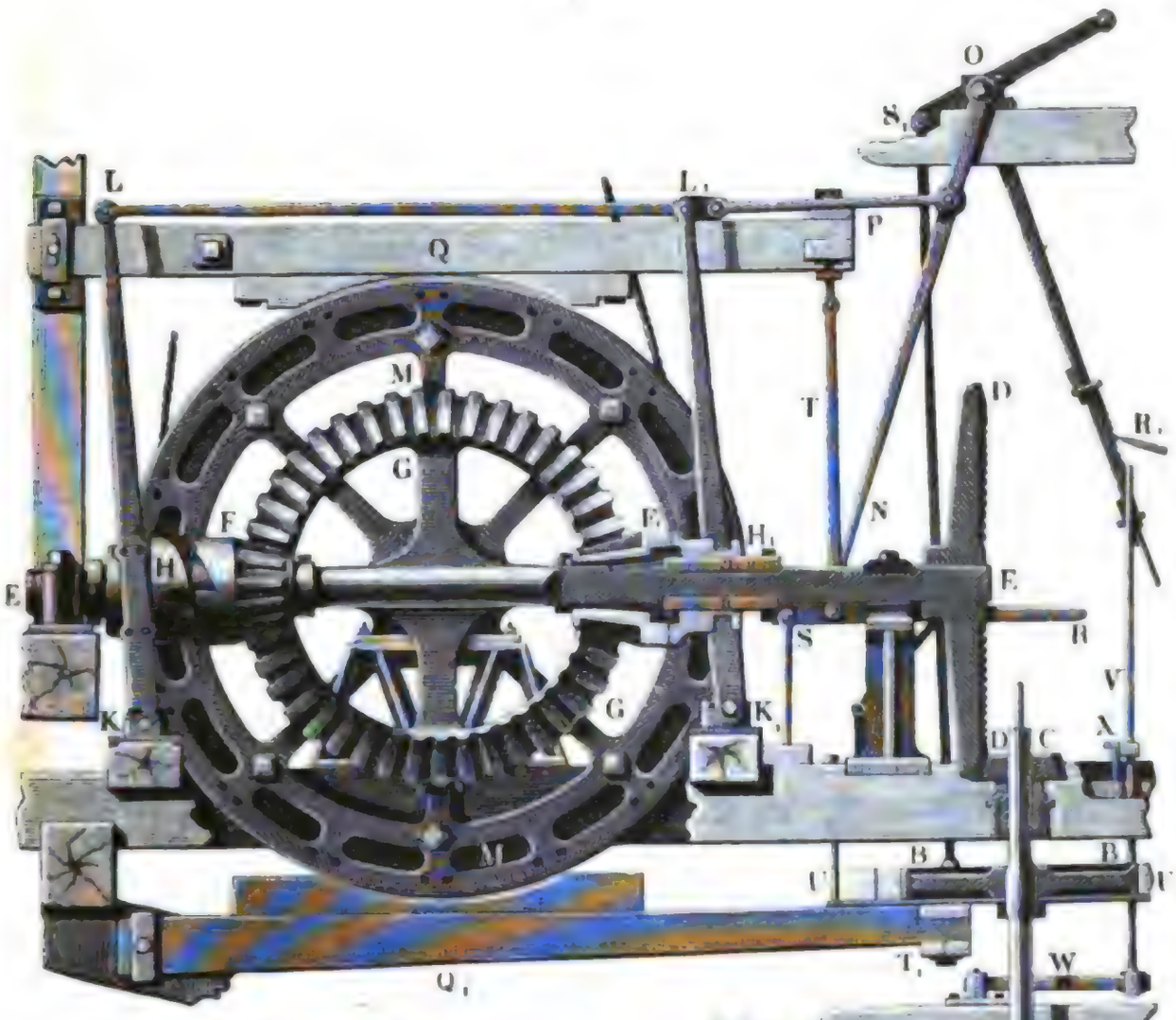
Wassergöpel. des Rades, welche mit diesem durch den doppelt gekröpften Krummzapfen BD und mit dem Seilkorbe FF durch den doppelten Krummzapfen CE verbunden sind. Ferner bemerkt man in G die eine Seilscheibe, über welche das Seil vom Korbe nach dem Schachte geführt wird, und in H die an diesem Seile hängende Treibetonne. Der Brems KLK und der Schützenzug MNM sind genau dieselben wie bei dem in den letzten Figuren abgebildeten Wassergöpel ohne Vorgelege.

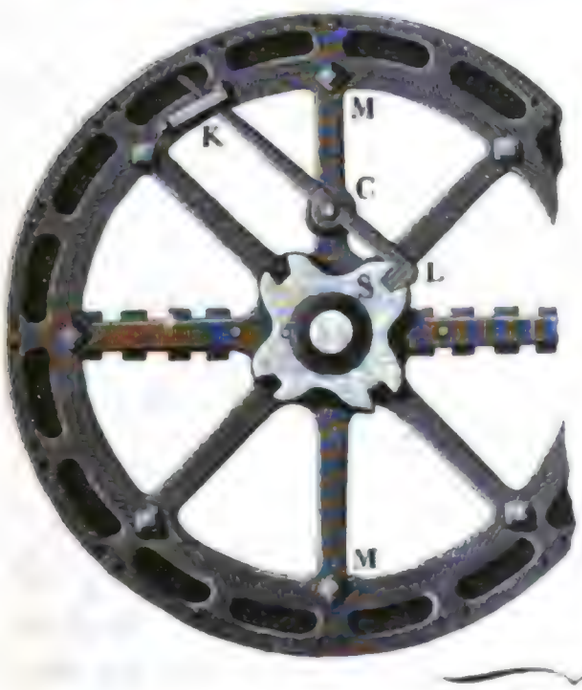
Da die Turbinen selbst bei kleinen Gefällen eine ansehnliche Anzahl von Umdrehungen pr. Minute machen, aber der Korb eines Wassergöpels für eine Tonnengeschwindigkeit von $1^1/_2$ bis 3 Fuß und bei einem Durchmesser von 7 bis 9 Fuß in der Minute nur 4 bis 8 Umdrehungen macht, so erfordert ein Turbinengöpel stets ein oder mehrere Zahnradvorgelege, welche die Umdrehung der Turbine auf die erforderliche Umdrehungszahl des Korbes herabziehen. Wie die Anordnung eines solchen Göpels zu treffen ist, läßt sich recht gut aus Fig 507 entnehmen, welche die Abbildung eines vom Herrn Oberkunstmeister Braunsdorf construirten Turbinengöpels auf der Grube »Gesegnete Bergmannshoffnung bei Freiberg« zeigt. Es ist hier AA die Turbine, auf der Welle derselben sitzt das gußeiserne Bremsrad BB und das kleine conische Treibrad C mit 20 Zähnen, welches in das große Getriebrad DD mit 108 Zähnen eingreift. Obgleich diese Turbine nur ein Gefälle von 14 Fuß hat, so ist dennoch die Umsetzung von $\frac{108}{20} = 5{,}4$ für einen vortheilhaften Gang der Maschine noch lange nicht hinreichend und ein zweites Vorgelege nöthig, welches die Umdrehungszahl noch weiter herabzieht, und aus den kleinen conischen Rädern F und F_1 mit je 13 Zähnen und dem größeren Zahnrade GG mit 56 Zähnen besteht. Das erstere Räderpaar sitzt jedoch nicht fest auf der Welle EE des conischen Rades DD, sondern ist mit seiner conischen Höhlung um einen conischen Mantel drehbar, welcher auf dieser Welle festgekeilt ist; um aber die feste Verbindung zwischen EE und F, F_1 herzustellen, dienen die Muffen HH, welche sich mittels der Rückgabeln KL, K_1L_1 über die auf EE festsitzenden Federn a, a verschieben und mit ihren ausgezackten Stirnen in die ebenfalls ausgezackten Köpfe der Räder F, F_1 einrücken lassen. Je nachdem nun der Muff H in das Rad F oder der Muff H_1 in das Rad F_1 eingerückt ist, wird das Zahnrad G, und folglich auch der mit demselben auf derselben Welle sitzende Korb MM nach der einen oder nach der anderen Richtung umgedreht. Durch diese, übrigens schon aus III., §. 204 bekannte Kuppelung wird die Anwendung eines Doppelrades mit entgegengesetzten Schaufelungen erspart. Das Rücken dieser Kuppelung erfolgt durch einen Drückel N, welcher um die feste Axe O drehbar und durch die Stange P

Digitized by Google

Fig. 507.

Waſſergöpel.





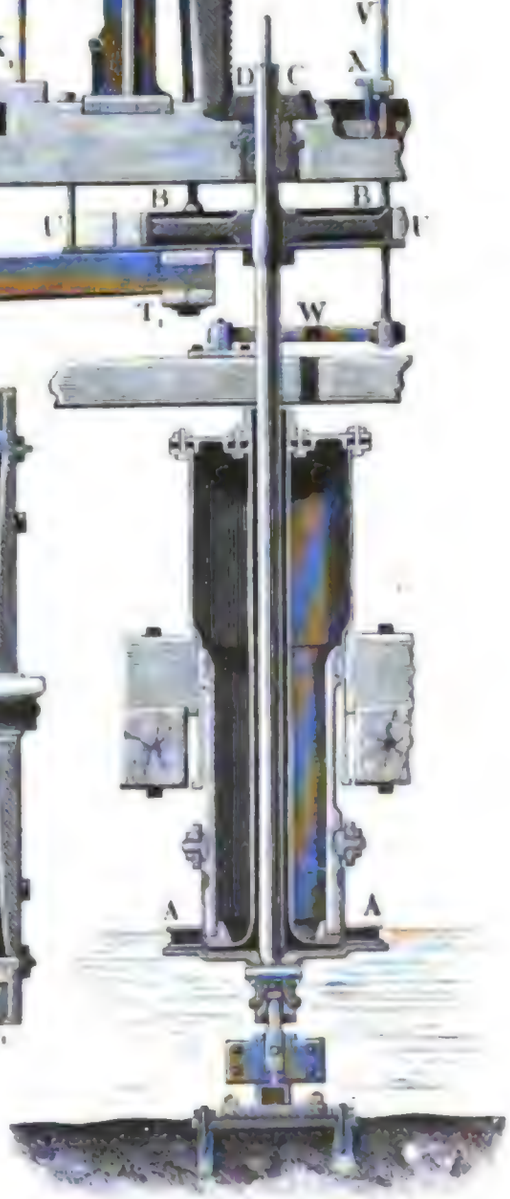


Fig. 508.

Digitized by Google

Wassergöpel. mit den Rückgabeln verbunden ist. Der Brems Q des festen Korbes MM wird mittels des Drückels RS und der Zugstange T auf die zu beiden Seiten dieses Korbes angebrachten Bremsscheiben aufgedrückt; der Brems Q_1 des beweglichen Korbes hingegen läßt sich mittels des Drückels $R_1 O$ und der Zugstange $S_1 T_1$ andrücken. Zum Ein- und Ausrücken des Bremses UU der stehenden Welle dient endlich noch der Drückel V, welcher sich um die liegende Welle W dreht und mit einer Klinke X versehen ist, die in eine horizontale Sperrstange eingreift.

In Fig. 508 (auf vorhergehender Seite) ist noch eine Seitenansicht und der Durchschnitt eines beweglichen Korbes abgebildet, wie er auch bei den Göpeln mit vertikalem Kehrrade in Anwendung kommt. Ein solcher Korb besteht aus zwei durch Schraubenbolzen mit einander verbundenen Rädern MM, aus den einen Cylindermantel bildenden Korbstecken m, m und der auf die inneren Stirnflächen dieser Räder aufgeschraubten Holzfütterung $n\,n\,n_1\,n_1$, welche die Korbstecken in der ihnen vorgeschriebenen Lage erhalten und mit denselben das sogenannte Seilfach bilden. Dieser Korb ist mit seinem Auge auf der runden Welle W drehbar; um ihn mit derselben fest zu verbinden, dient die vier Klauen bildende und auf der Welle W festsitzende Scheibe S, sowie die Klinke KCL, welche um den Bolzen C drehbar ist, mit dem hakenförmigen Ende L in eine der Klauen der Scheibe eingreift und durch die Klammer K in diesem Eingriffe fest erhalten wird.

§. 248. Wenn es darauf ankommt, die Kraftverhältnisse eines Wassergöpels auszumitteln, so können wir diejenigen Widerstände, welche den Pferde- und Wassergöpeln gemeinschaftlich sind, als bekannt voraussetzen. Wir haben auch hier (wie in §. 244):

die reine Last: $Q \sin. \alpha$,

die Reibung an den Axen der Tonnen: $W = \varphi \frac{\varrho}{r} (Q + 2G) \cos. \alpha$,

die Reibung an den Axen der Seilwalzen: $W_1 = \varphi \frac{\varrho_1}{r_1} (S + G_1) \cos. \alpha$, und

den Steifigkeitswiderstand an der Seilscheibe:

$$W_2 = K + v\,(Q + 2G + S)\,\frac{\sin. \alpha}{r_2}.$$

Die Zapfenreibung der Seilscheiben fällt jedoch hier etwas anders aus, als bei den Pferdegöpeln, weil das Seil nicht horizontal von der Seilscheibe über dem Schachte nach dem Korbe geführt werden kann, sondern mit einer gewissen Neigung nach dem Korbe herabgeht oder wohl gar noch über eine zweite Seilscheibe läuft, ehe es sich auf den Korb wickelt. Wenn der Korb über oder nicht tief unter Tage hängt, so reicht in der

Digitized by Google

Regel für jedes Seil eine Scheibe aus, und es zieht ſich daſſelbe unter einem mittleren Fallwinkel β nach dem Korbe herab. Der vertikale Component des Zapfendruckes iſt hier: Waſſergöpel.

$$(Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ (sin.\ \alpha + sin.\ \beta) + 2\,G_2,$$

und der horizontale Component:

$$(Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ (cos.\ \beta - cos.\ \alpha);$$

folglich die Zapfenreibung an beiden Seilſcheiben zuſammen:

$$W_3 = \varphi \frac{\varrho_2}{r_2}\Big((Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ [0{,}96\ (sin.\ \alpha + sin.\ \beta) + 0{,}40\ (cos.\ \beta - cos.\ \alpha)] + 1{,}92\,G_2\Big),$$

wofür aber in den meiſten Fällen:

$$W_3 = \varphi \frac{\varrho_2}{r_2}\ [(Q + 2G + S)\ (sin.\ \alpha + sin.\ \beta)\ sin.\ \alpha + 2\,G_2]$$

geſetzt werden kann.

Der Steifigkeitswiderſtand des ſich auf den Korb aufwickelnden Seiles iſt wieder wie bei dem Pferdegöpel:

$$W_4 = K + \nu\ (Q + G + {}^1/_2\,S)\ \frac{sin.\ \alpha}{b}.$$

Hat man es nun mit einem Waſſerradgöpel ohne Vorgelege zu thun, ſo kommt zu dieſen Hinderniſſen nur noch die Zapfenreibung des Waſſerrades, welche ſich aus dem Gewichte G_3 dieſes Rades und aus dem Halbmeſſer ϱ_3 ſeiner Zapfen durch den Ausdruck:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b}\Big(0{,}96\ [G_3 - (Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ sin.\ \beta] + 0{,}40\ (Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ cos.\ \beta\Big)$$

$$= \varphi \frac{\varrho_3}{b}\ [0{,}96\,G_3 - (Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ (0{,}96\ sin.\ \beta - 0{,}40\ cos.\ \beta)],$$

oder annähernd durch:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b}\ [G_3 - (Q + 2G + S)\ sin.\ \alpha\ sin.\ \beta]$$ beſtimmt iſt.

Es iſt nun die Arbeit der geſammten Laſt

$$Q\ sin.\ \alpha + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5,$$

wenn w die mittlere Tonnengeſchwindigkeit bezeichnet:

$$L = (Q\ sin\,\alpha + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)\ w,$$

und ſetzen wir dieſelbe der Arbeit des Waſſerrades gleich (ſ. II., §. 121), ſo erhalten wir folgende Kraftformel für einen Waſſerradgöpel ohne Vorgelege:

$$\Big(\frac{(c_1 cos.\,\mu_1 - v_1)v_1}{g} + h_1 + \xi h_2\Big)Q_1\gamma = (Q\,sin.\,\alpha + W + W_1 + \cdots + W_6)w,$$

Digitized by Google

Wassergöpel. worin Q_1 das Aufschlagsquantum pr. Secunde, c_1 die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad, μ_1 den Eintrittswinkel, v_1 die mittlere Geschwindigkeit des Rades im Theilrisse, h_1 die Höhe des wasserhaltenden, h_2 die Höhe des Ausguß-Bogens und ξ einen Coefficienten bezeichnet. Ist noch a_1 der Halbmesser des Theilkreises, so haben wir:

$$w = \frac{b\,v_1}{a_1}$$

und daher das zum Ausfördern der Last Q erforderliche Aufschlagsquantum pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{(Q\ sin.\,\alpha + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)\ b\,v_1}{\left(\frac{(c_1\ cos.\,\mu_1 - v_1)\ v_1}{g} + h_1 + \xi h_2\right) a_1\,\gamma}$$

Geht jedes Treibeseil noch über eine zweite Seilscheibe oder über eine Seilwalze, so hat man zu den obigen Widerständen noch den wie W_2 und W_3 zu berechnenden Seilsteifigkeits- und Zapfenreibungswiderstand an diesen Leitrollen hinzuzufügen.

Bei einem Wasserradgöpel mit Stangenvorgelege ist statt W_5 Zapfenreibung der Korbwelle einzusetzen. Da während einer halben Umdrehung der Welle die Seillänge πb aufgewickelt wird und die Gestängkraft R um den Durchmesser $2r_4$ des Warzenkreises fortrückt, so ist für diese Kraft:

$$R = \frac{\pi b}{2 r_4}\,(Q\ sin.\,\alpha + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4).$$

Wiegen nun noch die vier Stangen, welche an den beiden doppelten Krummzapfen der Korbwelle hängen, zusammen G_4, während das Gewicht der armirten Korbwelle G_3 beträgt, so haben wir folglich die Componenten des Zapfendruckes dieser Welle:
$G_3 + G_4 + R - (Q + 2G + S)\ sin.\alpha\ sin.\beta$ und $(Q + 2G + S)\ sin.\alpha\ cos.\beta$
und daher die entsprechende Zapfenreibung:

$$W_5 = \varphi\,\frac{\varrho_3}{b}\,[0{,}96\ (G_3 + G_4 + R) - (Q + 2\,G + S)\ sin.\,\alpha\ (0{,}96\ sin.\,\beta - 0{,}40\ cos.\,\beta)].$$

Der Druck zwischen den Stangen und den Warzen der Krummzapfen des Korbes ist $R + G$, dagegen der Druck, mit welchem die Warzen der Krummzapfen des Wasserrades auf die Stangenenden wirken, ist nur R; messen nun noch die sämmtlichen Warzenhalbmesser $= \varrho_4$, so haben wir demnach die auf den Laſtpunkt reducirte Warzenreibung:

$$W_6 = \varphi\,\frac{\varrho_4}{b}\,(G_4 + 2\,R).$$

Endlich ist noch die Zapfenreibung des Wasserrades, wenn dasselbe das Gewicht G_5 und den Zapfenhalbmesser ϱ_5 hat:

Digitized by Google

Waſſergöpel.

$$W_7 = \varphi \frac{\varrho_5}{b} (G_5 - R).$$

Die Summe $W_5 + W_6 + W_7$ der letzten drei Widerſtände iſt in der obigen Kraftformel ſtatt W_5 einzuſetzen, wenn dieſelbe auf Göpel mit Stangenvorgelege angewendet werden ſoll.

Da in das Zahnrad $G\,G$ auf der Korbwelle des Turbinengöpels in Figur 507 die Zahnräder F und F_1 abwechſelnd eingreifen und das eine dieſer Räder von oben nach unten, das andere aber von unten nach oben wirkt, ſo wird durch die Kraft, mit welcher F oder F_1 auf G wirkt, die Reibung der Korbwelle und der Vorgelegswelle im Mittel nicht vergrößert, und es iſt daher die Zapfenreibung der Korbwelle, wenn dieſelbe das Gewicht G_3 und den Zapfenhalbmeſſer ϱ_3 hat:

$$W_3 = \varphi_3 \frac{\varrho_3}{b} [0{,}96\, G_3 - (Q + 2G + S)\, sin.\alpha\, (0{,}96\, sin.\beta - 0{,}40\, cos.\beta)].$$

Um nun noch die übrigen Widerſtände finden und die ganze Kraftformel aufſtellen zu können, nehmen wir an, daß das Zahnrad auf der Turbinenwelle den Halbmeſſer a_1 und die Zähnezahl m_1, das Getriebrad auf der Vorgelegswelle den Halbmeſſer b_1 und die Zähnezahl n_1, daß ferner jedes der beiden Treibräder auf der letzten Welle den mittleren Halbmeſſer a_2 und die Zähnezahl m_2 und endlich das Zahnrad auf der Korbwelle den Halbmeſſer b_2 und die Zähnezahl n_2 habe. Bezeichnen wir nun noch den Coefficienten für die Zahnreibungen beider Räder durch φ_4, ſo erhalten wir die Geſammtlaſt mit Rückſicht dieſer Reibungen (vergl. III., §. 52 und §. 53):

$$(Q\, sin.\alpha + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5) \left[1 + \varphi_4 \pi \sqrt{\left(\frac{1}{m^2_1} + \frac{1}{n^2_1}\right)}\right] \cdot \left[1 + \varphi_4 \pi \sqrt{\left(\frac{1}{m^2_2} + \frac{1}{n^2_2}\right)}\right],$$

wozu jedoch noch die Zapfenreibungen der Vorgelegswelle und der Turbinenwelle zu rechnen ſind.

Iſt G_4 das Gewicht und ϱ_4 der Zapfenhalbmeſſer der erſteren Welle, ſo hat man die auf den Laſtpunkt reducirte Zapfenreibung derſelben:

$$W_6 = 0{,}96\, \varphi \frac{\varrho_4}{a_2} \cdot \frac{b_2}{b} G_4 + 0{,}40\, \varphi \frac{\varrho_4}{b_1} (Q\, sin.\alpha + W_1 + W_2 + \cdots + W_5)$$

$$= 0{,}96\, \varphi \frac{\varrho_4}{b} \cdot \frac{n_2}{m_2} G_4 + 0{,}40\, \varphi \frac{\varrho_4}{b_1} (Q\, sin.\alpha + W_1 + W_2 + \cdots + W_5).$$

Iſt ferner G_5 das Gewicht der Turbinenwelle, ϱ_5 der Halbmeſſer ihres Halſes und ϱ_6 der ihres Stiftes, ſo folgt noch die auf den Laſtpunkt reducirte Seitenreibung dieſer Welle:

Wassergöpel.

$$W_6 = \varphi \frac{\varrho_5}{a_1} (Q \sin.\alpha + W_1 + W_2 + \ldots + W_5)$$

und die Reibung an der Basis derselben:

$$W_7 = \varphi \frac{\varrho_6}{b} \cdot \frac{n_1}{m_1} \cdot \frac{n_2}{m_2} \cdot G_5.$$

Ist endlich w die mittlere Geschwindigkeit der Tonne oder Last und L die nach II., §. 191 u. s. w. zu berechnende Leistung der Turbine, so hat man:

$$L = (Q \sin.\alpha + W + W_1 + W_2 + \ldots + W_7)\, w,$$

woraus sich wieder entweder das Gefälle oder Aufschlagwasserquantum berechnen läßt.

Beispiele. 1) Es ist das Aufschlagwasserquantum für einen Wasserradgöpel ohne Vorgelege zu berechnen, für welchen die Dimensionen und Gewichte folgende sind:

Förderlast pr. Tonne	$Q = 1500$ Pfund,
Gewicht einer leeren Tonne	$G = 500$ Pfund,
Fallen des Schachtes	$\alpha = 90°$,
Schachtteufe	$s = 1500$ Fuß,
Gewicht von einer Seilscheibe	$G_2 = 1500$ Pfund,
Halbmesser derselben	$r_2 = 42$ Zoll,
mittlerer Halbmesser ihrer Walzeisen	$\varrho_2 = 2$ Zoll,
Gewicht des Kehrrades sammt Korb u. s. w. . .	$G_3 = 45000$ Pfund,
mittlerer Halbmesser dieses Rades	$a_1 = 15$ Fuß,
Halbmesser des Korbes	$r = 5$ Fuß $= 60$ Zoll,
Seilfachlänge	$l = 12$ Zoll,
Seilstärke	$d = \frac{3}{4}$ Zoll,
Zapfenhalbmesser der Korb- und Wasserradwelle .	$\varrho_3 = 5$ Zoll.

Nehmen wir ferner an, daß das Treibeseil von der Seilscheibe über dem Treibeschachte nach einer zweiten Seilscheibe über dem Seilschachte horizontal fortgeführt, und daß es von der letzteren aus $s_1 = 150$ Fuß seiger nach dem Korbe herabgeführt sei. Wiegt nun noch der laufende Fuß Treibeseil $\frac{3}{4}$ Pfund, so ist das Gewicht des Seiles im Treibeschachte:

$$S = s\gamma = 1500 \,.\, \tfrac{3}{4} = 1000 \text{ Pfund},$$

und das Gewicht des Seiles im Seilschachte:

$$S_1 = 150 \,.\, \tfrac{3}{4} = 100 \text{ Pfund}.$$

Der mittlere Lastarm ist:

$$b = \left(1 + \frac{s d^2}{4 \pi l r^2}\right) r = \left[1 + \frac{1500}{4\pi \,.\, 1} \cdot \left(\frac{3}{4 \,.\, 60}\right)^2\right] \,.\, 60 = 61{,}11 \text{ Zoll}.$$

Die reine Last ist hier $Q = 1500$ Pfund. Die Arenreibungen der Tonnen und Seilwalzen, also W und W_1, fallen ganz aus, da der Schacht seiger, also $\cos.\alpha = 0$ ist. Der Steifigkeitswiderstand des Seiles beim Umbiegen desselben um die vier Seilscheiben ist:

$$W_2 = 2\left(K + \frac{r}{r_2}(Q + 2G + S)\right) = 2\left(1{,}04 + \frac{0{,}091 \,.\, 3500}{42}\right) = 17{,}2 \text{ Pfd}.$$

Der Vertikaldruck sämmtlicher vier Seilscheiben ist:

$$V = 2[Q + 2(G + G_3) + S] = 2 \,.\, (1500 + 4000 + 1000) = 13000 \text{ Pfund},$$

Digitized by Google

und der Horizontaldruck: Waſſergöpel.

$$H = 2\,(Q + 2\,G + S) = 2\,.\,(1500 + 1000 + 1000) = 7000 \text{ Pfund},$$

folglich der entſprechende Zapfendruck annähernd:

$$R = 0{,}96\,V + 0{,}40\,H = 12480 + 2800 = 15280 \text{ Pfund},$$

und die hieraus erwachſende Zapfenreibung ſämmtlicher Seilſcheiben:

$$W_3 = \varphi \frac{\rho_2}{r_2} R = 0{,}075\,\frac{2}{42}\,.\,15280 = \frac{1146}{21} = 54{,}6 \text{ Pfund}.$$

Der Steifigkeitswiderſtand des Seiles beim Aufwickeln auf den Korb iſt im Mittel:

$$W_4 = K + \frac{\nu}{b}\,(Q + G + \tfrac{1}{2}\,S) = 1{,}04 + \frac{0{,}091\,.\,2500}{61{,}11} = 3{,}8 \text{ Pfund},$$

und die Zapfenreibung der Korb- und Waſſerradwelle:

$$W_5 = \varphi \frac{\rho_3}{b}\,[G_3 - (Q + 2\,G + S - 2\,S_1)]$$

$$= 0{,}075\,.\,\frac{5}{61{,}11}\,(45000 - 3300) = 255{,}9 \text{ Pfund}.$$

Endlich folgt die geſammte Laſt:

$$Q + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 = 1831{,}5 \text{ Pfund}.$$

Soll die Tonne mit einer mittleren Geſchwindigkeit $w = 4$ Fuß ausgefördert werden, ſo iſt hiernach die Leiſtung der Maſchine:

$$L = 1831.5\,.\,4 = 7326 \text{ Fußpfund} = 14{,}35 \text{ Pferdekräfte}.$$

Beträgt das nutzbar gemachte Gefälle des Waſſerrades 20 Fuß, ſo iſt endlich die erforderliche Aufſchlagmenge pr. Secunde während des Ausförderns der Tonne:

$$Q_1 = \frac{7326}{20\,.\,66} = 5{,}55 \text{ Cubikfuß}.$$

Die Zeit zum Ausfördern einer Tonne iſt $t = \frac{s}{w} = \frac{1500}{4} = 375$ Sec. $= 6$ Minuten 15 Sec., folglich die hierbei verbrauchte Waſſermenge $5{,}55\,.\,375 = 2081{,}25$ Cubikfuß. Beträgt die Stillſtandszeit beim Stürzen und Füllen der Tonne, $t_1 = 5$ Minuten $= 300$ Sec., und wird die während dieſer Zeit angeſammelte Waſſermenge angeſammelt, ſo iſt das im Mittel zuzuführende Waſſerquantum pr. Sec. nur:

$$\frac{2081{,}25}{t + t_1} = \frac{2081{,}25}{675} = 3{,}08 \text{ Cubikfuß},$$

und die mittlere effective Leiſtung des Göpels:

$$\frac{Q\,w\,t}{t + t_1} = \frac{1500\,.\,4\,.\,375}{675} = 3333 \text{ Fußpf.} = 6{,}53 \text{ Pferdekräfte}.$$

2) Bei Anwendung eines Stangenvorgeleges reichen in der Regel zwei Seilſcheiben aus, weil man hier das Seil unter einem ſchiefen Winkel β nach dem Korbe herabführen kann. Der vertikale Seilſcheibendruck iſt daher hier, wenn man z. B. $\beta = 45$ Grad nimmt:

$$V = (Q + 2\,G + S)\,(1 + \sin.\,\beta) + 2\,G_2 = 3500\,(1 + \sin.\,45^\circ) + 3000 = 8974{,}89 \text{ Pfund},$$

und der horizontale Druck:

$$H = (Q + 2\,G + S)\,\cos.\,\beta = 3500\,.\,\cos.\,45^\circ = 2475 \text{ Pfund},$$

folglich die Zapfenreibung an den Seilſcheiben:

$$W_3 = \varphi \frac{\rho_2}{r_2}\,(0{,}96\,V + 0{,}40\,H) = 0{,}075\,\tfrac{1}{21}\,(8615{,}9 + 990) = 34{,}3 \text{ Pfund}.$$

Digitized by Google

Waſſergöpel. Der Steifigkeitswiderſtand bleibt wie oben:

$$W_4 = K + \frac{\nu}{b}(Q + G + \tfrac{1}{2} S) = 3{,}8 \text{ Pfund.}$$

Die Spannung der Stangen, welche die Umdrehungskraft des Waſſerrades auf die Korbwelle übertragen, iſt:

$$R = \frac{\pi b}{2 r_4}(Q + W + W_1 + \ldots),$$

und beträgt bei dem Warzenkreishalbmeſſer $r_4 = 20$ Zoll:

$$R = \frac{\pi \cdot 61{,}11}{40} \cdot 1555{,}4 = 7465 \text{ Pfund.}$$

Iſt nun noch das Gewicht der armirten Korbwelle $G_3 = 10000$ Pfund, das Gewicht der vier Zug- oder Korbſtangen $G_4 = 20000$ Pfund, das Gewicht des Waſſerrades $G_5 = 35000$ Pfund, und der Halbmeſſer der Warzen aller Krummzapfen $\varrho_4 = 4$ Zoll, ſo haben wir die Zapfenreibung der Korbwelle:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b}\Big(0{,}96\,[G_3 + G_4 + R - (Q + 2G + S)\,\sin.\beta] + 0{,}40\,(Q + 2G + S)\,\cos.\beta\Big)$$

$$= 0{,}075 \cdot \frac{5}{61{,}11}\,[0{,}96\,(37465 - 2475) + 0{,}40 \cdot 2475] = 212{,}2 \text{ Pfund,}$$

ferner die Reibung an den Warzen der Krummzapfen:

$$W_6 = \varphi \frac{\varrho_4}{b}(G_4 + 2R) = 0{,}075 \cdot \frac{4}{61{,}11} \cdot 35038 = 172{,}0 \text{ Pfund,}$$

und die Zapfenreibung des Waſſerrades:

$$W_7 = \varphi \frac{\varrho_3}{b}(G_5 - R) = 0{,}075 \cdot \frac{5}{61{,}11} \cdot 27481 = 170{,}0 \text{ Pfund.}$$

Nun folgt die geſammte Laſt des Waſſergöpels mit Vorgelege:

$$Q + W_2 + W_3 + \ldots + W_7 = 2109{,}6 \text{ Pfund,}$$

d. i. um $2109{,}6 - 1831{,}5 = 278{,}1$ Pfund oder um $\frac{278{,}100}{1831{,}5} = 15$ Procent größer als beim Waſſergöpel ohne Vorgelege.

3) Beſtände die Umtriebsmaſchine in einer Turbine und wäre die Seilführung dieſelbe wie bei dem erſteren Göpel ohne Vorgelege, ſo hätte man die Widerſtände W_2, W_3 und W_4 auch den dort gefundenen gleich, alſo $Q_1 = Q + W_2 + W_3 + W_4 = 1500 + 17{,}2 + 54{,}6 + 3{,}8 = 1575{,}6$ Pfund zu ſetzen. Nehmen wir aber noch an, daß das Gewicht der armirten Korbwelle $G_3 = 10000$ Pfund, das Gewicht der armirten Vorgelegswelle $G_4 = 4000$ und das Gewicht der armirten Turbinenwelle $G_5 = 3000$ Pfund betrage; ſetzen wir die Anzahl der Zähne der beiden Triebräder (vergl. Fig. 507) $m_1 = 19$ und $m_2 = 13$, und die der Getriebräder $n_1 = 100$ und $n_2 = 60$, ferner die Zapfenhalbmeſſer $\varrho_3 = 4$, $\varrho_4 = 3$, $\varrho_5 = 2$ und $\varrho_6 = 1\frac{1}{2}$ Zoll, und die Halbmeſſer des Turbinenvorgeleges $a_1 = 6\frac{1}{2}$ und $b_1 = 30$ Zoll, ſo haben wir noch folgende Widerſtände.

Die Zapfenreibung der Korbwelle:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b}\,[G_3 - (Q + 2G + S - 2S_1)] = 0{,}075 \cdot \frac{4}{61{,}11}\,(10000 - 3300) = 32{,}9 \text{ Pfund,}$$

die Zapfenreibung der Vorgelegswelle:

Digitized by Google

$$W_6 = \varphi \varrho_4 \left(0{,}96 \cdot \frac{\psi G_4}{b} + 0{,}40 \cdot \frac{Q_1}{b_1}\right) = 0{,}075 \cdot 3 \left(0{,}96 \cdot \frac{100}{19} \cdot \frac{4000}{61{,}11} + 0{,}40 \cdot \frac{1576}{30}\right)$$ Wassergöpel.

$$= 0{,}225 \cdot (330{,}7 + 21) = 79{,}1 \text{ Pfund},$$

die Reibung am oberen Zapfen der Turbinenwelle:

$$W_7 = \varphi \frac{\varrho_5}{a_1} Q_1 = 0{,}075 \cdot \frac{2 \cdot 2}{13} \cdot 1576 = 36{,}4 \text{ Pfund},$$

und die am unteren Zapfen oder Stifte dieser Welle:

$$W_8 = \varphi \frac{\varrho_6}{b} \cdot \psi_1 \cdot \psi_2 G_6 = 0{,}075 \cdot \frac{3}{2 \cdot 61{,}11} \cdot \frac{100}{19} \cdot \frac{60}{13} \cdot 3000 = 134{,}2 \text{ Pf.}$$

Es folgt nun die Summe dieser Widerstände, auf den Umfang des Korbes reducirt:

$$Q + W_2 + W_3 + \ldots + W_5 = 1575{,}6 + 32{,}9 + 79{,}1 + 36{,}4 + 134{,}2 = 1858{,}2 \text{ Pfund},$$

wozu jedoch noch die Zahnreibungen beider Radvorgelege kommen, welche

$$W_9 = \varphi \pi \sqrt{\frac{1}{m_1^2} + \frac{1}{n_1^2}} \cdot (Q + W_2 + W_3 + W_4 + W_5)$$

$$= \tfrac{1}{8} \sqrt{\frac{1}{19^2} + \frac{1}{100^2}} \cdot 1608{,}5$$

$$= 0{,}01785 \cdot 1608{,}5 = 28{,}7 \text{ Pfund}$$

und

$$W_{10} = \varphi \pi \sqrt{\frac{1}{m_2^2} + \frac{1}{n_2^2}} (Q + W_2 + W_3 + \ldots + W_6)$$

$$= \tfrac{1}{8} \sqrt{\frac{1}{13^2} + \frac{1}{60^2}} \cdot 1687{,}6$$

$$= 0{,}02624 \cdot 1687{,}6 = 44{,}2 \text{ Pfund betragen.}$$

Endlich ist die gesammte Last $Q + W_2 + W_3 + \ldots + W_{10} = 1931{,}1$ Pfund, d. i. um $1931{,}1 - 1831{,}5 = 100$ Pfund, oder um $\frac{10000}{1831{,}5} = 5\frac{1}{2}$ Procent größer als beim Wassergöpel ohne Vorgelege.

Anmerkung. Durch vielfache Versuche an Wasserradgöpeln in hiesigem Bergrevier hat der Verfasser gefunden, daß diese Göpel unter den günstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben ohne Vorgelege sind und aus seigern Schächten von einer mittleren Teufe von 1000 Fuß fördern, im Ganzen einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}75$, und daß sie unter den ungünstigsten Umständen, d. i. wenn dieselben lange Vorgelege haben und aus größeren flachen Teufen fördern, nur einen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}30$ liefern.

§. 249. Wassersäulengöpel sind bis jetzt nur selten angewendet worden. Um eine möglichst gleichförmige Umdrehung zu erhalten, läßt man diese Maschinen nicht bloß aus zwei doppelt wirkenden Treibcylindern bestehen, sondern man versieht dieselben auch noch mit einem großen Schwungrade. Ein vorzüglicher Göpel dieser Art ist die vom Herrn Oberkunstmeister Adriany construirte Fördermaschine des Andreas-Schachtes zu Schemnitz. Die Einrichtung und Wirkungsweise dieser Wassersäulengöpel.

Digitized by Google

Wassersäulen-göpel.

Maschine ist aus der monodimetrischen Zeichnung in Fig. 509 vollständig zu ersehen. *A* ist ein sogenannter Vierwegehahn, in welchen bei *B*

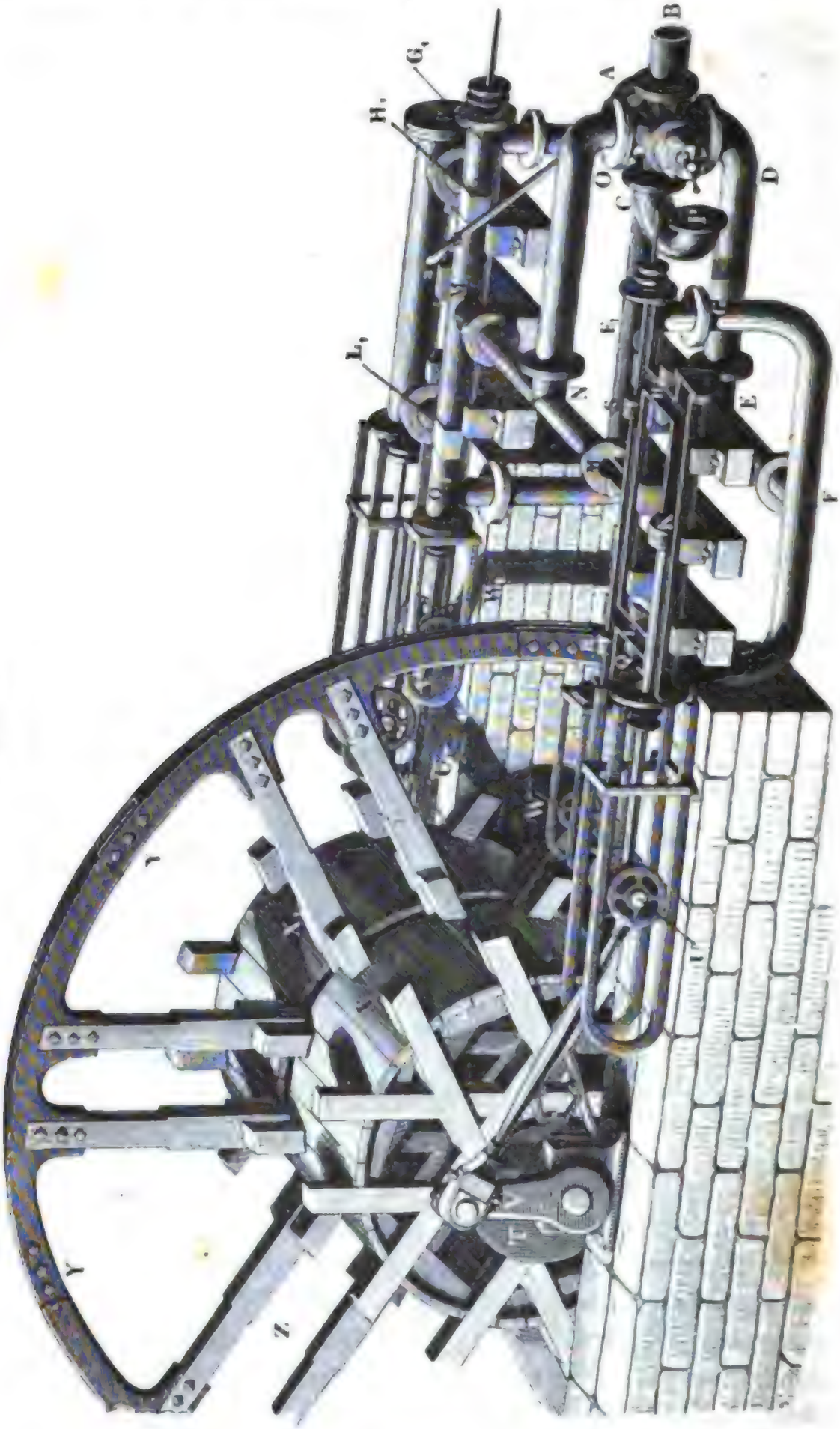


Fig. 509.

das Einfall- und bei C das Austragerohr, bei D und O aber die nach den Treibcylindern führend n Communicationsröhren einmünden. Die letzteren Röhren DE und NO ſind bei E und N gegabelt und führen bei M und M_1 unmittelbar in die beiden Steuercylinder LMH und $L_1 M_1 H_1$, dagegen aber bei F und F_1 in andere Communicationsröhren, welche bei G und Q und bei G_1 und Q_1 in die Steuercylinder einmünden. Von den Steuercylindern HLM und $H_1 L_1 M_1$ iſt der erſtere der Länge nach halb zerſchnitten und abgedeckt gezeichnet, und ebenſo von den Treibecylindern LKH und $L_1 K_1 H_1$ der erſtere zur Hälfte geöffnet dargeſtellt. Kurze Röhren H und L ſowie H_1 und L_1 ſetzen die Treibecylinder mit den Steuercylindern in Verbindung. Jede Steuerkolbenſtange trägt zwei Steuerkolben R und S und wird durch ein Excentrik T in Bewegung geſetzt. Jeder Treibekolben K trägt ſeine Kraft mittels der Kolbenſtange KU und der Kurbelſtange UV auf einen Krummzapfen V über, deſſen Zapfen zugleich die Umdrehungsaxe der Korbwelle abgiebt. Die Querhäupter der Stangenköpfe ſind mit Frictionsrädern U, U_1 und W, W_1 ausgerüſtet, welche innerhalb hufeiſenförmiger Leitungen laufen. Die Conſtruction der Körbe X und X_1, ſowie die Verbindung des gußeiſernen Schwungringes YY mit der Korbwelle durch hölzerne Arme Z, Z u. ſ. w., iſt aus der Figur deutlich zu erſehen. Waſſerſäulengöpel.

Der Gang und die Wirkungsweiſe dieſer Maſchine iſt folgender. Das Kraftwaſſer, welches durch die Einfallröhre bei B dem Regulator zugeführt wird und von da in die Communicationsröhre DE gelangt, theilt ſich bei E und ſtrömt von da theils nach F und theils nach F_1. Der Theil des Waſſers, welcher nach F kommt, gelangt mittels der Röhre FG bei G in den Steuercylinder und von da durch die kurze Röhre H in den Treibecylinder, wo es den Treibekolben K zurücktreibt. Das Waſſer hingegen, welches dieſen Kolben vorher ausgeſchoben hat, ſtrömt durch das kurze Rohr L zurück in den Steuercylinder und von da durch das Rohr MNO nach dem Regulator oder doppeltgebohrten Hahn A zurück, und wird von da mittels der zweiten Bohrung nach dem Ausgußrohre CP geleitet. Gegen Ende dieſer Bewegung ſchiebt das Excentrik T mittels der Excentrikſtange TW und der Steuerkolbenſtange WRS die Steuerkolben R und S ſo weit vorwärts, daß dieſelben auf die anderen Seiten der kurzen Communicationsröhren L und H treten, und nun das Kraftwaſſer auf der Seite von G vom Treibecylinder abgeſperrt, dagegen aber auf der Seite von Q zugelaſſen wird. In Folge deſſen macht nun das Kraftwaſſer den Weg $FQLK$ und ſchiebt den Treibekolben K auswärts, während das todte Waſſer auf dem Wege $KHMNOP$ zum Ausguſſe gelangt. Kurz, ehe der Treibekolben ſeinen Ausſchub zurücklegt, hat das Excentrik T die Steuerkolbenſtange wieder zurückgezogen, ſo daß nun nach

Wasserſaulen-göpel.

Beendigung des Ausschubes die Communication zwischen G und H, sowie zwischen L und M wieder hergestellt ist und ein neues Treibkolbenspiel beginnen kann.

Das Kolbenspiel der zweiten Maschine $L_1 M_1 H_1$ ist ganz dasselbe wie das soeben erklärte Kolbenspiel der ersten Maschine LMH, da beide Maschinen ganz gleich construirt sind und die Zu- und Ableitungsröhren BDE und NOP gemeinschaftlich haben. Damit die Umdrehungskraft, welche aus beiden Maschinen resultirt, während einer Umdrehung des Korbes möglichst wenig variire, stellt man die Krummzapfen und Excentrik dieser Maschinen auf das Viertel gegen einander, so daß die eine Maschine der anderen um einen halben Schub vorausgeht. Dreht man den Vierwegehahn A durch einen Hebel Aa um einen Winkel von 45 Grad, so wird aller Zu- und Abfluß des Wassers aus den Treibecylindern aufgehoben, und dreht man ihn um einen Rechtwinkel, so wird der Zufluß in einen Abfluß und der Abfluß in einen Zufluß verwandelt. Kommt es daher darauf an, den Göpel, nachdem die volle Tonne über Tage angekommen ist, in Stillstand zu bringen, so hat der Treibemeister den Steuerhebel Aa um 45 Grad zu drehen, und soll später, nachdem man die volle Tonne geleert und die leere gefüllt hat, die Maschine in der umgekehrten Richtung umlaufen, so ist dieser Hebel noch weiter um 45 Grad zu drehen.

Ein wichtiger Gegenstand bei den Wassersäulenmaschinen zur Erzielung einer rotirenden Bewegung und folglich auch bei den Wassersäulengöpeln ist, daß man den Steuerkolben R und S eine Länge oder Höhe gebe, welche ganz knapp die Weite der Communicationsröhren L und H erreicht, damit beim Umsteuern, und zwar in der Zeit, wenn diese Kolben vor den Einmündungen dieser Röhren vorbeigehen, das Wasser im Treibecylinder nicht vollständig abgesperrt wird, was bei dem großen Widerstande des Wassers gegen Ausdehnung und Zusammendrückung höchst nachtheilige Stöße veranlassen würde (vergl. II., §. 224). Damit die Steuerkolben dieser Maschinen nicht zu kurz oder niedrig ausfallen, bedient man sich auch hier der cylindrischen Communicationsröhren, obgleich es aus in II., §. 241 angegebenen Gründen zweckmäßig wäre, diesen Röhren einen rectangulären Querschnitt zu geben. Ohne dies ist hier ein kleiner Verlust an Kraftwasser durch den unvollständigen Abschluß der Steuerkolben unvermeidlich, zumal da diese Kolben bei ihrer mittleren Stellung einen Augenblick lang die Einfallröhre mit der Austrageröhre in Communication setzen.

Anmerkung. Der Wassersäulengöpel auf dem Andreas-Schachte zu Schemnitz benutzt ein Gefälle von 355 Fuß, hat einen Kolbendurchmesser von 6,2 Zoll und einen Hub von 38,2 Zoll und macht während des Treibens im Mittel pr. Min. 4¼ Spiel, wobei die Tonne eine mittlere Geschwindigkeit von 1⅛ Fuß hat.

Digitized by Google

§. 250. Die Widerſtände eines Waſſerſäulengöpels ſind zum großen Theil dieſelben wie die eines Waſſerradgöpels mit Stangenvorgelege. Behalten wir die ſchon oben gebrauchten Beziehungen bei, ſo bleiben nicht allein die reine Laſt Q und die Widerſtände W und W_1 (§. 248) im Schachte, ſondern auch die Widerſtände W_2 und W_3 an den Seilſcheiben und der Steifigkeitswiderſtand W_4 des ſich auf den Korb aufwickelnden Seiles dieſelben, während dagegen die Zapfenreibung W_5 des Korbes, die Warzenreibung W_6 des Krummzapfens und die Reibung W_7 der Stangenköpfe in die Geradführung ſich ändern und nach III., §. 99 zu beurtheilen ſind. Die Stangenkraft iſt auch hier Waſſerſäulengöpel.

$$R = \frac{\pi b}{2 r_4} (Q + W + W_1 + \ldots)$$

zu ſetzen, wenn r_4 den Warzenkreishalbmeſſer und b den mittleren Laſtarm bezeichnet.

Aus dem Gewichte G_3 des Korbes, der Größe $Q + 2G + S$ der Seilſpannungen und der Stangenkraft R beſtimmt ſich die Zapfenreibung des Korbes:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b} \Big(0{,}96\,[G_3 - (Q + 2G + S)\,\sin.\beta] + 0{,}40\,R\Big).$$

Wenn man die Beziehungen in III., §. 99 dem Vorſtehenden entſprechend umändert und überdies den Halbmeſſer eines Frictionsrades der Stangenführung durch r_5, den Zapfenhalbmeſſer deſſelben durch ϱ_5 und die Länge der Kurbelſtangen durch l bezeichnet, ſo folgt die erforderliche Kolbenkraft der Dampfmaſchine:

$$P = \left[1 + \varphi \frac{\pi}{2} \left(\frac{\varrho_4}{r_4} + \frac{\varrho_5}{r_5} \cdot \frac{r_4}{2l}\right)\right] \frac{\pi b}{2 r_4} (Q + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5).$$

Kennt man nun noch den Wirkungsgrad η der Waſſerſäulenmaſchine allein, ſo kann man auch

$$P = \eta F h \gamma,$$

und folglich die Größe der Kolbenfläche

$$F = \frac{P}{\eta h \gamma}$$

berechnen, wonach ſich endlich der erforderliche Kolbendurchmeſſer eines Cylinders

$$d = \sqrt{\frac{2F}{\pi}}$$

ergiebt.

Die Bewegung der Steuerkolbenſtange erfordert natürlich noch einen kleinen Kraftaufwand, weshalb man d noch etwas größer zu nehmen hat, als dieſe Formel angiebt. Macht man, um Reſervekraft zu haben, d an-

Digitized by Google

Wassersäulengöpel.

sehnlich größer, so muß man die überflüssige Kraft durch Regulirungshähne tödten.

Beispiel. Behalten wir Angaben des Beispieles 2) zu §. 248 bei, nehmen wir also auch an, daß die reine Last $Q = 1500$ Pfund, und daß sich dieselbe durch die Nebenhindernisse W_2, W_3 und W_4 auf 1555,4 Pfund steigere. Die Stangenkraft bleibt $R = 7465$ Pfund, und nehmen wir wieder $G_3 = 10000$ Pfund, und $\beta = 45$ Grad, so erhalten wir die Zapfenreibung des Korbes:

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_5}{b} \left(0{,}96\ [G_3 - (Q + 2\,G + S)\ sin.\,\beta] + 0{,}40\,R\right)$$

$$= 0{,}075\ .\ \frac{5}{61{,}11}\ [0{,}96\ (10000 - 2475) + 0{,}40\ .\ 7465] = 62{,}7 \text{ Pfund.}$$

Ist der Halbmesser einer Warze $\varrho_4 = 3^1/_2$ Zoll, der Halbmesser des Bolzens im Stangenkopfe $\varrho_5 = 2$ Zoll, der Warzenkreishalbmesser $r_4 = 20$ Zoll, der Halbmesser der Frictionsräder $r_5 = 6$ Zoll und die Länge der Kurbelstange $l = 5\,r_4 = 100$ Zoll, so haben wir nun die erforderliche Kolbenkraft der Wassersäulenmaschine:

$$P = \left[1 + \varphi \frac{\pi}{2} \left(\frac{\varrho_4}{r_4} + \frac{\varrho_5}{r_5} \cdot \frac{r_4}{2\,l}\right)\right] \frac{\pi\,b}{2\,r_4}\ (Q + W + \ldots + W_5)$$

$$= \left[1 + 0{,}075\ .\ \frac{\pi}{2} \left(\frac{7}{40} + \frac{2}{6} \cdot \frac{20}{200}\right)\right] \frac{\pi\ .\ 61{,}11}{40}\ (1555{,}4 + 62{,}7)$$

$$= 1{,}0245\ .\ 1{,}5275\ .\ 1618{,}1\,\pi = 7955 \text{ Pfund.}$$

Ist nun das Gefälle der Maschine $h = 300$ Fuß und der Wirkungsgrad derselben $\eta = 0{,}70$, so folgt der Durchmesser eines Treibekolbens:

$$d = \sqrt{\frac{2\,F}{\pi}} = \sqrt{\frac{2\,P}{\pi\,\eta\,h\,\gamma}} = \sqrt{\frac{2\ .\ 7955}{0{,}7\ .\ 300\ .\ 66\ .\ \pi}} = \sqrt{\frac{7955}{6930\,\pi}} = 0{,}6045 \text{ Fuß}$$

$$= 7{,}254 \text{ Zoll,}$$

wofür aber mindestens 8 Zoll zu nehmen sein möchte.

Ist v die mittlere Kolbengeschwindigkeit und w die der Tonne, so hat man:

$$w = \frac{\pi\,b}{2\,r_4}\,v,$$

folglich für $v = 1$ Fuß:

$$w = \frac{61{,}11\ .\ \pi}{40} = 1{,}5275\ .\ \pi = 4{,}80 \text{ Fuß,}$$

und die effective Leistung der Maschine pr. Secunde:

$$L = Q\,w = 1500\ .\ 4{,}8 = 6000 \text{ Fußpf.} = 11^3/_4 \text{ Pferdekraft.}$$

Dampfgöpel.

§. 251. Die Einrichtung eines Dampfgöpels ist aus der monodimetrischen Abbildung in Fig. 510, welche den Dampfgöpel auf Davidschacht auf Himmelfahrt Fundgrube nahe bei Freiberg vorstellt, zu ersehen. Der Dampf wird durch das Rohr A zugeführt, und der Zutritt desselben in die Steuerkammer B läßt sich durch ein Ventil reguliren, welches von dem Maschinenwärter (Treibemeister) mittels einer Schraube durch ein vierarmiges Kreuz C bewegt wird. Aus der Dampfkammer strömt der Dampf in zum Theil sichtbaren Kanälen nach dem zur Hälfte im Durchschnitte gezeichneten horizontal liegenden Dampf- oder Treibecylinder $D\,D_1$ und treibt darin den Treibekolben E abwechselnd hin und

Digitized by Google

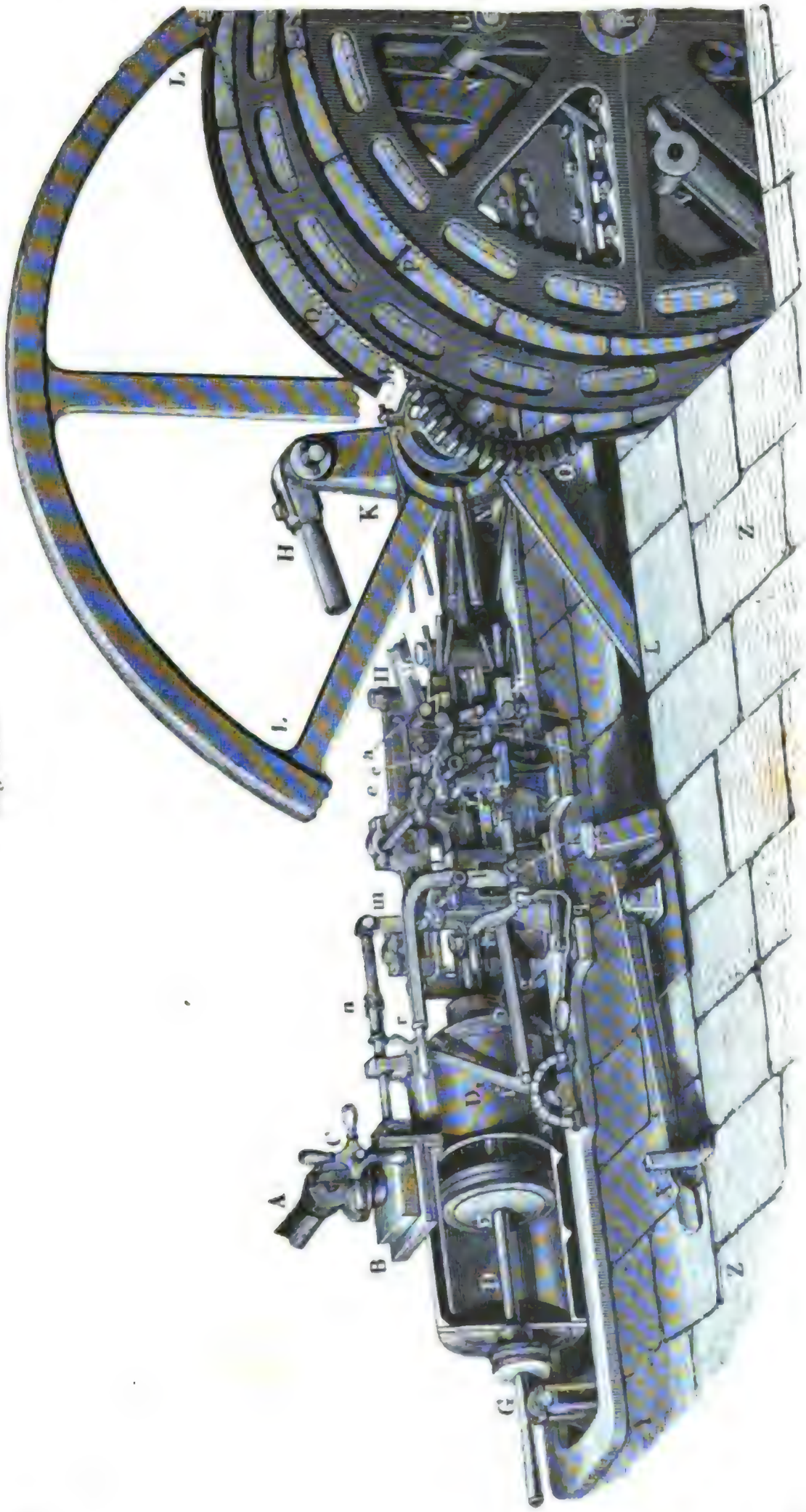


Fig. 510.

Dampfkarrel. zurück. Um dem einſeitigen Druck des letzteren auf die Cylinderfläche ſoviel wie möglich zu begegnen, iſt derſelbe außer der Hauptkolbenſtange EF, welche die Kraft fortpflanzt, noch mit einer Hülfskolbenſtange EG ausgerüſtet, welche über einer Leitrolle G liegt und während des Kolbenſpieles auf derſelben hin- und herläuft. Auf dem äußeren Ende der Kolbenſtange EF ſitzt eine (nicht ſichtbare) Queraxe feſt, welche von dem gabelförmigen Ende der in der Figur abgebrochen gezeichneten Kurbelſtange HH ergriffen wird und mittels nur zum Theil ſichtbarer Schlitten J, J_1 in horizontalen Leitungen läuft. Mittels der Kurbelſtange HH und der Kurbel K wird eine horizontale Welle in Umdrehung geſetzt, auf welcher ein großes Schwungrad LLL, zwei Excentriks M und N und ein Zahnrad O befeſtigt ſind, und das letztere greift in ein größeres, jedoch unſichtbares Zahnrad, welches mit den beiden Seilkörben P und Q auf einer Welle R ſitzt. Die Conſtruction dieſer Körbe iſt aus §. 247 bekannt. Die Treibeſeile löſen ſich bei S und T von ihren Körben ab und gehen von da nach den Seilſcheiben, von wo ſie ſich nach dem Schachte hinabziehen. Die Körbe ſind beweglich (vergl. § 242) und zu dieſem Zwecke nur mittels eines lösbaren Bolzens U an einen der drei Arme eines Kreuzes VV angeſchloſſen, das auf der Welle R feſtſitzt. Die untere Hälfte des Schwungrades iſt noch mit einem ſchmiedeeiſernen Bandbrems umgeben, welcher ſich mittels eines Hebels WX durch einen Fußtritt auf das breite Ende X auf das Schwungrad aufdrücken läßt.

Die eigentliche Dampfmaſchine ruht auf einer langen eiſernen Sohlplatte YY, welche mittels Schrauben auf dem Fundamente ZZ aufgebolzt iſt.

Die beiden Excentriks M und N, wodurch die Steuerung bewirkt wird, ſtehen einander entgegengeſetzt, und ihre Stangen MM_1 und NN_1 ſind nahe an dem entgegengeſetzten Ende einer bogenförmigen Couliſſe ab angeſchloſſen, welche in ihrer Mitte an einem gegabelten Hebel c aufgehangen iſt, der von dem Maſchinenwärter mittels eines Mechanismus $edgf$, welcher aus den Armen f und d, einer Zugſtange g und einer horizontalen Welle e beſteht, nach Belieben gehoben oder geſenkt werden kann. Die Couliſſe ab, welche von den Excentriks in eine oscillirende Bewegung verſetzt wird, zieht die Stange hk, welche mit ihrem Kopfe bei h in die Rinnen der Couliſſe eingreift, hin und her, und dieſe Bewegung wird mittels der Arme l und m und einer ſie verbindenden Welle auf die Stange n des Dampfſchiebers übergetragen. Leicht iſt die Wirkungsweiſe der von R Stephenſon bei Locomotiven zuerſt in Anwendung gebrachten Couliſſe ab einzuſehen. Iſt die Couliſſe mittels des Hebels f herabgelaſſen und folglich das Stangenende M_1 in die Nähe des Stangenendes h gebracht worden, ſo folgt die Stange hk, und folglich auch der

Digitized by Google

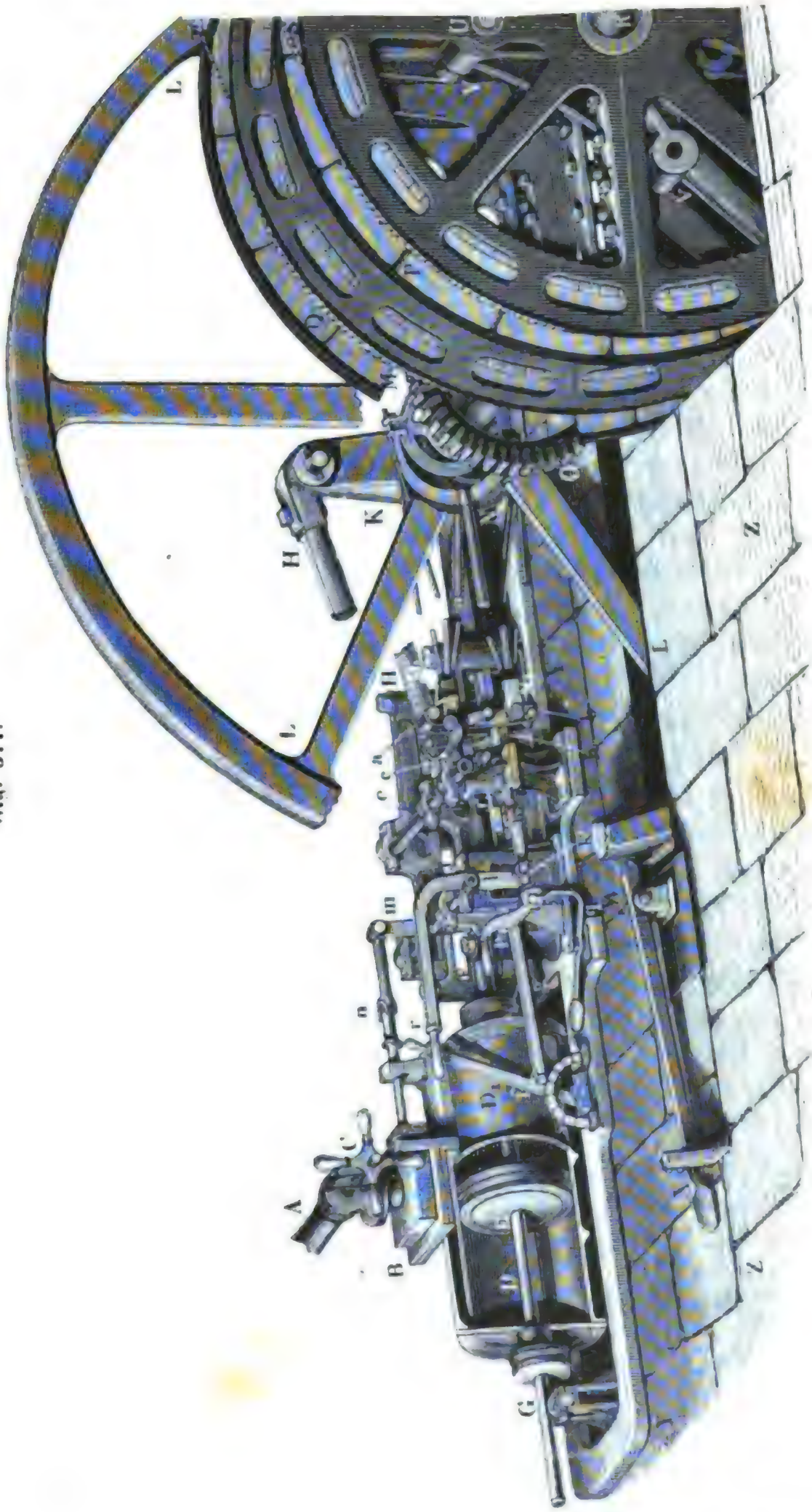


Fig. 311.

Dampfgöpel. Dampfſchieber dem Excentrik M; iſt aber die Couliſſe gehoben und folglich das Stangenende N_1 in die Nähe von h gebracht worden, ſo folgt die Stange hk, und mit ihr auch der Dampfſchieber dem zweiten Excentrik N. Es kann alſo durch Verrückung des Armes f, wenn dieſelbe beim mittleren Stande des Dampfkolbens E vorgenommen wird, ſehr leicht die Umdrehungsrichtung der Maſchine in die entgegengeſetzte verwandelt werden. Hängt man die Couliſſe ab ſo, daß die beiden Stangenenden M_1 und N_1 gleichviel vom Stangenende h abſtehen, ſo fällt die Schwingungsaxe von ab mit h zuſammen, es bleibt daher hk in Ruhe, und es tritt folglich Stillſtand der Maſchine ein. Giebt man endlich der Couliſſe eine Stellung zwiſchen den ſoeben angegebenen, ſo folgt zwar der Schieber dem einen oder dem anderen Excentrik, jedoch iſt der Weg deſſelben kleiner, als wenn der eine oder der andere der Aufhängepunkte M_1 und N_1 mit h zuſammenfiele; es findet folglich dann eine längere Bedeckung des Schiebers und nach Befinden eine längere Abſperrung des Dampfes ſtatt. Um die Verbindung des Schiebers mit der Couliſſe ab aufzuheben, ergreift man die Handhabe p, hebt das eine Ende der Stange hk, welches durch ein Scharnier mit dem anderen Ende deſſelben verbunden iſt und mittels eines Bügels auf einem Bolzen im Arme l ruht, empor und legt es auf eine etwas höher ſtehende Rolle, welche durch den Kopf einer durch den Fuß leicht zu drehenden Stütze q gebildet wird. Durch eine Handhabe r, in welche eine bügelförmige Verlängerung des Armes l ausläuft, kann man den Schieber beliebig mit der Hand dirigiren. Mit dem eingetheilten Halbkreis s, welcher die Größe des Schieberweges anzeigt, iſt noch ein gezahnter Bügel verbunden und an dem Arme f ein Riegel angebracht, welcher in die Verzahnung dieſes Bügels eingerückt wird, wenn der Gang des Schiebers b unverändert und folglich der Arm f fixirt werden ſoll.

Anmerkung. Der hier beſchriebene Dampfgöpel hat eine Leiſtungsfähigkeit von 30 Pferdekräften, und fördert Tonnen von 27 Cubikfuß, enthaltend eine Fördermaſſe von 2000 Pfund Gewicht, mit einer Geſchwindigkeit von 7 bis 8 Fuß zu Tage. Hierbei arbeitet der Dampf mit $2^1/_2$ Atmoſphäre Ueberdruck und es macht die Dampfmaſchine in der Minute 24 Spiele. Das kleine Zahnrad auf der Kurbelwelle hat 45 Zähne, und das auf der Korbwelle 75 Zähne, folglich macht letztere in der Minute

$$\frac{45}{75} \cdot 24 = \frac{3}{5} \cdot 24 = \frac{72}{5} = 14{,}4 \text{ Umdrehungen.}$$

Bei dem mittleren Korbdurchmeſſer von $10^1/_2$ Fuß iſt die mittlere Geſchwindigkeit der Laſt $= \frac{10{,}5 \cdot 14{,}4\,\pi}{60} = 7{,}9$ Fuß. Der Durchmeſſer des Dampfkolbens iſt $28^1/_2$ Zoll und der Schub deſſelben 47 Zoll. Das Schwungrad hat eine Höhe von 32 Fuß und wiegt circa 80 Centner.

§. 252. Die Berechnung der Leiſtung eines Dampfgöpels iſt auf ähnliche Weiſe wie die eines Waſſerſäulengöpels zu vollziehen, nur iſt hier

Digitized by Google

noch wegen des Vorgeleges, welches die Umdrehungszahl der Kurbelwelle in die kleinere Umdrehungszahl der Korbwelle umſetzt, eine weitere Reduction der Kraft nöthig. Dampfgöpel. Ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe wäre das Verhältniß der Kolbenkraft P zur Förderlaſt Q, bei dem Kolbenhube oder Warzenkreisdurchmeſſer $= s$, dem mittleren Laſtarme des Korbes $= b$, und den Zähnezahlen m und n des Treib- und des Getriebrades:

$$\frac{P}{Q} = \frac{m}{n} \cdot \frac{\pi b}{s};$$

mit Rückſicht auf Nebenhinderniſſe iſt aber, wenn man den Wirkungsgrad η der ganzen Maſchine als bekannt vorausſetzt:

$$\frac{\eta P}{Q} = \frac{m}{n} \frac{\pi b}{s},$$

folglich:

$$P = \frac{1}{\eta} \frac{m}{n} \cdot \frac{\pi b}{s} Q.$$

Iſt d der Durchmeſſer der Kolbenfläche, p der Dampfdruck und q der Gegendruck auf den Quadratzoll, ſo hat man auch:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} (p - q),$$

und es iſt folglich:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\eta} \frac{m}{n} \cdot \frac{bQ}{s(p-q)}},$$

wobei der Sicherheit wegen, $\eta = 1/4$ anzunehmen ſein möchte. (Vergl. II., §. 379.)

Will man ſchärfer rechnen, ſo muß man von den ſchon oben (§. 248) gefundenen Formeln für die einzelnen Widerſtände Gebrauch machen. Die ganze Laſt, auf den mittleren Korbumfang reducirt, iſt hiernach:

$$Q + W + W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \text{ (ſ. §. 248).}$$

Hierzu kommt nun aber noch die Zapfenreibung der Korbwelle, ferner die Reibung zwiſchen den Zahnrädern, die Zapfenreibung der Kurbelwelle, die Warzenreibung und die gleitende Reibung des Stangenkopfes in der Führung. Die Kolbenreibung gehört der Dampfmaſchine an und läßt ſich dem Gegendrucke q (ſ. II., §. 374) einverleibt annehmen, weshalb ſie hier nicht weiter in Betracht kommt.

Wenn wir die ſeither gebrauchten Bezeichnungen beibehalten und einen ſeigern Schacht vorausſetzen, ſo haben wir zunächſt die Zapfenreibung der Korbwelle, auf den mittleren Korbumfang reducirt:

$$W_3 = \varphi \frac{\varrho_3}{b} \Big(0{,}96\,[G_3 - (Q + 2G + S)\,sin.\beta] + 0{,}40\,(Q + 2G + S)\,cos.\beta \Big),$$

Digitized by Google

Damaček wofür in der Regel einfacher

$$W_5 = \varphi \frac{\varrho_3}{b} [G_3 - (Q + 2G + S)]$$

geſetzt werden kann.

Die Zahnreibung iſt, wie bekannt:

$$W_6 = \varphi \pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right)(Q + W + W_1 + \cdots).$$

Iſt ϱ_4 der Halbmeſſer der Zapfen der Kurbelwelle und G_4 das Gewicht dieſer Welle ſammt dem Gewichte des auf ihr ſitzenden Schwungrades u. ſ. w., ſo hat man die Zapfenreibung dieſer Welle:

$$W_7 = \varphi \frac{n}{m} \frac{\varrho_4}{b} (0{,}96\, G_4 + 0{,}40\, P)$$

$$= \varphi \frac{\varrho_4}{b} \left(0{,}96 \frac{n}{m} G_4 + 0{,}40 \frac{\pi b}{s} (Q + W + W_1 + \cdots)\right).$$

Dieſe Formel ſetzt voraus, daß die Dampfmaſchine eine liegende, und daß das Gewicht G_4 größer als die Stangenkraft P ſei. Der Druck R zwiſchen den Zähnen iſt weder bei W_5 noch bei W_7 in Betracht zu ziehen, da die Maſchine abwechſelnd in der einen oder in der anderen Richtung umläuft, wobei die Vertikaldrücke G_3 und G_4 abwechſelnd um R vergrößert oder verkleinert werden.

Die Warzenreibung iſt nach III., §. 99, wenn ϱ_5 den Warzenhalbmeſſer bezeichnet:

$$W_8 = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{\varrho_4}{\frac{1}{2}s} \varphi (Q + W + W_1 + \cdots)$$

$$= \varphi \pi \frac{\varrho_5}{s} (Q + W + W_1 + \cdots)$$

und die gleitende Reibung in der Führung des Stangenkopfes, wenn l die Länge der Kurbelſtange bezeichnet:

$$W_9 = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{\frac{1}{2}s}{l} \varphi (Q + W + W_1 + \cdots)$$

$$= \varphi \frac{\pi}{8} \cdot \frac{s}{l} (Q + W + W_1 + \cdots).$$

Verſteht man nun unter η den Wirkungsgrad der eigentlichen Dampfmaſchine ($\eta = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$), ſo hat man endlich die Dampfkraft:

$$P = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{\pi b}{s} (Q + W + W_1 + \cdots + W_9).$$

und den entſprechenden Durchmeſſer des Dampfkolbens:

$$d = \sqrt{\frac{4}{\eta} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{b (Q + W + W_1 + \cdots + W_9)}{s (p - q)}}.$$

Digitized by Google

Dampfgöpel.

Beiſpiel. Es iſt für einen Dampfgöpel, deſſen Förderlaſt Q ſammt den ſämmtlichen Nebenhinderniſſen im Schachte, an den Seilſcheiben und an den Körben, $Q + W + W_1 + \ldots + W_5 = 2200$ Pfund beträgt, die erforderliche Dampfkraft P und der entſprechende Dampfkolbendurchmeſſer d zu finden.

Geben wir dem Treibrad 45 und dem Getriebrad 75 Zähne, machen wir alſo $m = 45$ und $n = 75$, ſo haben wir zunächſt die Zahnreibung:

$$W_6 = \varphi\pi\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right)(Q + W + W_1 + \ldots) = \tfrac{1}{3}\left(\frac{1}{45} + \frac{1}{75}\right).2200$$
$$= 0{,}01185\ .\ 2200 = 26 \text{ Pfund}.$$

Iſt ferner das Gewicht der Kurbelwelle ſammt Schwungrad, $G_4 = 10000$ Pfund, der Kolbenſchub $s = 4$ Fuß, der mittlere Laſtarm $b = 5$ Fuß und der Zapfenhalbmeſſer $\varrho_4 = 5$ Zoll, ſo folgt die Zapfenreibung der letztgenannten Welle:

$$W_7 = \varphi\,\varrho_4\left(0{,}96\,\frac{n}{m}\cdot\frac{G_4}{b} + 0{,}40\ .\ \frac{\pi}{s}(Q + W + W_1 + \cdots)\right)$$
$$= 0{,}075\ .\ 5\left(0{,}96\cdot\frac{5}{3}\cdot\frac{10000}{60} + 0{,}40\cdot\frac{\pi}{48}\cdot 2226\right)$$
$$= 0{,}375\ .\ (266{,}7 + 58{,}3) = 122 \text{ Pfund}.$$

Iſt nun noch der Halbmeſſer des Warzenkreiſes $\varrho_5 = 2$ Zoll, ſo hat man die Warzenreibung:

$$W_8 = \varphi\pi\,\frac{\varrho_5}{s}(Q + W + W_1 + \cdots) = 0{,}075\cdot\frac{2}{48}2348\,\pi = 7{,}33\,\pi = 23 \text{ Pfund};$$

iſt endlich die Kurbelſtangenlänge $l = \frac{5}{2}s$, und nimmt man den Coefficienten der gleitenden Reibung $\varphi = 0{,}09$ an (ſ. I. § 161), ſo hat man die Reibung an den Schlitten des Stangenkopfes:

$$W_9 = \varphi\frac{\pi}{8}\frac{s}{l}(Q + W + W_1 + \cdots) = 0{,}09\ .\ \frac{2}{5\ .\ 8}\cdot 2371\,\pi = 10{,}67\,\pi = 34 \text{ Pfd}.$$

Hiernach iſt nun die geſammte Korblaſt:

$$Q + W + W_1 + \cdots + W_9 = 2371 + 34 = 2405 \text{ Pfund},$$

und die entſprechende Stangenkraft:

$$P = \frac{m}{n}\cdot\frac{\pi b}{s}(Q + W + W_1 + \cdots) = \frac{3}{5}\cdot\frac{5\pi}{4}\cdot 2405 = 5670 \text{ Pfund}.$$

Nimmt man den Wirkungsgrad der Dampfmaſchine allein $\eta = \frac{1}{3}$, ſo erhält man bei einem Ueberdruck von $2\frac{1}{4}$ Atmoſphäre, $p - q = 2{,}25\ .\ 15{,}1 = 34$ Pfund, den Durchmeſſer des Dampfkolbens:

$$d = \sqrt{\frac{4P}{\eta\pi(p-q)}} = \sqrt{\frac{4\ .\ 5670}{\frac{1}{3}\pi\ .\ 34}} = \sqrt{\frac{12\ .\ 5670}{34\,\pi}} = 25{,}24 \text{ Zoll}.$$

Digitized by Google

Förderungsmethoden

Drittes Kapitel.

Von dem Fortschaffen der Lasten auf ganz oder nahe horizontalen Wegen.

§. 253. Das Fortschaffen (franz. und engl. transport) der Lasten franz. fardeaux; engl. loads) auf mehr oder weniger horizontalen Wegen kann auf folgende Weise erfolgen:

1) Durch das Tragen der Menschen oder Thiere auf dem Rücken;
2) durch Schlitten oder Schleifen auf dem Schnee oder Pflaster u. s. w.;
3) durch ein- oder zweiräderige Karren auf Laufbrettern oder auf dem Fußboden;
4) durch vier- oder mehrräderige Wagen auf Straßen und Eisenbahnen, und
5) durch Kähne, Schiffe u. s. w. auf dem Wasser.

Unter allen diesen Förderungsmethoden ist in der Regel das Tragen (franz. le portage; engl. the bearing) die unvortheilhafteste, weil hier das ganze Gewicht der Förderlast von dem Arbeiter aufgenommen und bei jedem Schritte mit dem Gewichte desselben zugleich um eine gewisse Höhe, welche (nach II., §. 81, Anmerkung) 0,09375 der Schrittlänge gleich zu setzen ist, gehoben werden muß. Ist die Last $= Q$, so hat man folglich die ihr entsprechende Kraft oder Anstrengung des Arbeiters beim Tragen derselben:

$$P = 0{,}09375\, Q.$$

Die Kraft zum Fortschaffen der Lasten mittels Fuhrwerke (franz. voitures; engl. carriages) ist zwar ebenfalls der Last Q proportional, allein sie ist in der Regel ein viel kleinerer Theil derselben als beim Tragen, wenigstens nähert sich diese Kraft dem angegebenen Werth P nur erst dann, wenn der Wagen auf einer sehr schlechten Straße mit vielem Kothe und tiefen Gleisen fortzuziehen ist. Hier kann, wie weiter unten angegeben wird, $P = {}^1/_{13}\, Q = 0{,}077\, Q$ betragen. Etwas anders ist allerdings das Verhältniß bei ansteigenden Wegen, wo außer der gewöhnlichen Zugkraft auf horizontalen Straßen, der Theorie der schiefen Ebene zu Folge (s. I. §. 134), noch das sinuirte Gewicht des Arbeiters und der Last zu überwinden ist. Bezeichnet α das Ansteigen der Straße, μ einen Erfahrungscoefficienten und G das Gewicht des Arbeiters, so haben wir:

$$P = \mu Q + (Q + G)\, \sin.\, \alpha$$

zu setzen.

Digitized by Google

Da nun der Theil $(Q + G)\ sin.\ \alpha$ bei allen Förderungsweiſen einer und derſelbe iſt, ſo folgt, daß der Kraftunterſchied bei denſelben verhältnißmäßig um ſo kleiner ausfällt, je größer der Steigwinkel α der Straße iſt, auf welcher die Laſt fortgeſchafft wird. Die Förderung in Karren (franz. brouettes; engl. carts, wheel-barrows) ſteht zwiſchen dem Tragen auf dem Rücken und dem Fortſchaffen in Wagen inne, weil hier noch ein Theil der Laſt Q von dem Arbeiter unmittelbar aufgenommen wird. Die Kraft zur Förderung mittels Schlitten oder Schleifen (franz. traineaux; engl. sledges) iſt bekanntlich nach der Art und dem Zuſtande der ſich reibenden Flächen ſehr verſchieden. Für die Bewegung eines Schlittens mit hölzernen Kufen auf einer glatten Holz- oder Steinbahn iſt der Reibungscoefficient: Förderungsmethoden.

im ungeſchmierten Zuſtande . . . . . $\mu = 0{,}38$,
geſchmiert mit trockener Seife . . . . $\mu = 0{,}15$,
geſchmiert mit Talg . . . . . $\mu = 0{,}07$.

Auf einer guten Schneebahn fällt die Reibung eines ſolchen Schlittens nur 0,035 aus, und für die Bewegung ſtählerner Schlittenkufen auf gefrorenem Schnee oder Eis iſt $\mu = 0{,}02$. Bei der Bewegung der Wagen auf guten Straßen fällt $\mu = 0{,}02$ bis 0,04 aus, und für die Bewegung der Wagen auf Eiſenbahnen iſt μ gar nur 0,003 bis 0,005.

Was endlich das Fortſchaffen der Laſten zu Waſſer anlangt, ſo iſt hier der Widerſtandscoefficient μ gar nicht conſtant, ſondern es wächſt derſelbe mit dem Quadrate der relativen Geſchwindigkeit des Fahrzeugs (S. I., §. 428 u. f. w.). Iſt dieſe Geſchwindigkeit ſehr klein, ſo fällt hier μ noch kleiner als 0,003 aus; es iſt folglich dann das Fortſchaffen der Laſten zu Waſſer noch vortheilhafter als das auf Eiſenbahnen.

§. 254. Bei der Förderung auf mehr oder weniger horizontalen Wegen wird der Arbeitsaufwand durch das Gewicht Q_1 des Fördergefäßes (franz. und engl. vehicule) nicht unanſehnlich erhöht. Das Verhältniß $\frac{Q_1}{Q} = \nu$ des Gewichtes des Förderungsmittels zu dem der Laſt iſt zugleich die relative Vergrößerung des Arbeitsaufwandes, welchen das Mitfortſchaffen des Förderungsmittels erfordert; nun beträgt aber das Gewicht Q_1 meiſt $^1/_5$ bis $^1/_3$ der Laſt Q, folglich erfordert auch beim Tragen und Fördern in Wagen, Schlitten u. ſ. w. das Gewicht des Fördergefäßes eine Vergrößerung der Arbeit von $\nu = {}^1/_5$ bis $^1/_3$ der Nutzleiſtung. Muß das Förderungsmittel überdies noch leer zurückgeſchafft werden, wie es z. B. bei wiederholtem Transport auf derſelben Strecke nöthig iſt, ſo iſt dieſe Vergrößerung der Arbeit ſogar das Doppelte, d. i. $2\nu = {}^2/_5$ bis $^2/_6$ der Nutzleiſtung. Förderungsmittel.

Digitized by Google

Förderungsmittel.

Bei der Förderung durch Menſchen und Thiere haben wir nach II., §. 80:

für die Geſchwindigkeit v beim Hinwege, mit gefülltem Fördergefäße:

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = \mu\,(1 + v)\,Q,$$

und für die Geſchwindigkeit v_1 beim Rückwege, mit leerem Förderungsmittel:

$$\left(2 - \frac{v_1}{c}\right) K = \mu\, v\, Q.$$

Es iſt folglich:

$$v = c\left(2 - \mu\,(1 + v)\,\frac{Q}{K}\right) \text{ und}$$

$$v_1 = c\left(2 - \mu v \frac{Q}{K}\right),$$

wobei c die mittlere Geſchwindigkeit und K die entſprechende mittlere Kraft des Arbeiters bezeichnet.

Wird nun der Förderungsweg s in der Schichtzeit t $n$mal hin und ebenſo oft her zurückgelegt, ſo hat man:

$$n = \frac{t}{\frac{s}{v} + \frac{s}{v_1}}, \text{ oder } ns = \frac{t}{\frac{1}{v} + \frac{1}{v_1}} = \frac{v\,v_1\,t}{v + v_1},$$

und daher die Nutzleiſtung pr. Schicht:

$$Qns = \frac{Q\,v\,v_1\,t}{v + v_1} = \frac{K v_1 t}{\mu\,(1 + v)} \cdot \frac{\left(2 - \frac{v}{c}\right) v}{v_1 + v}.$$

Die Geſchwindigkeit v_1 iſt nur wenig kleiner als $2c$ und läßt ſich daher als conſtant anſehen. Dies vorausgeſetzt, erhalten wir nun durch Differenziiren den vortheilhafteſten Geſchwindigkeitswerth:

$$v = \sqrt{(2c + v_1)v_1} - v_1,$$

folglich als erſten Näherungswerth:

$$v_1 = 2c \text{ und}$$

$$v = 2c\,(\sqrt{2} - 1) = 0{,}828\,c,$$

woraus nun:

$$Q = \left(2 - \frac{v}{c}\right) \frac{K}{\mu\,(1 + v)} = 1{,}172\,\frac{K}{\mu\,(1 + v)},$$

und ein zweiter Näherungswerth:

$$v_1 = c\left(2 - 1{,}172\,\frac{v}{1 + v}\right)$$

folgt, und ſich endlich auch v und Q genauer beſtimmen laſſen.

Setzen wir $v = 0$, nehmen wir alſo an, daß der Arbeiter nach jedem Transport ohne alle Laſt zurückgehe, ſo haben wir genau:

Digitized by Google

$$v_1 = 2c,\ v = 0{,}828\,c \text{ und } Q = 1{,}172\,\frac{K}{\mu},$$

Förderungsmittel.

und daher die tägliche Nutzleistung:

$$Qns = 1{,}172\,\frac{K}{\mu}\cdot\frac{0{,}828\,c\,.\,2ct}{2{,}828\,c} = 0{,}686\,\frac{K}{\mu}ct,$$

d. i. circa $^2/_3$ der Arbeitsfähigkeit des Arbeiters.

Die mittleren Werthe für K, c und t beim Tragen auf dem Rücken, wo $\mu = 1$ zu setzen ist, sind bereits Bd. II. §. 79 mitgetheilt worden.

Beispiel. Wenn die Kraft zum Fortschaffen einer Last $P = {}^1/_{20}\,Q$, also $\mu = {}^1/_{20} = 0{,}05$ ist und wenn das Gewicht des Förderungsmittels $Q_1 = {}^1/_4\,Q$, also $\nu = {}^1/_4$ beträgt, und dasselbe nach jedem Gange wieder leer mit zurückgebracht werden muß, so ist die vortheilhafteste Geschwindigkeit auf dem Rückwege:

$$v_1 = c\,(2 - 1{,}172\,.\,{}^1/_3) = 1{,}7656\,c,$$

ferner die auf dem Hinwege:

$$v = (\sqrt{1{,}7656\,.\,3{,}7656} - 1{,}7656)\,c = 0{,}8129\,c;$$

die reine Last:

$$Q = (2 - 0{,}8129)\,\frac{K}{{}^1/_{20}\,.\,{}^3/_4} = 18{,}99\,K,$$

und die entsprechende Nutzleistung:

$$Qns = \frac{Qvv_1t}{v+v_1} = \frac{0{,}8129\,.\,1{,}7656\,.\,18{,}99\,Kct}{2{,}5785} = 10{,}57\,Kct$$

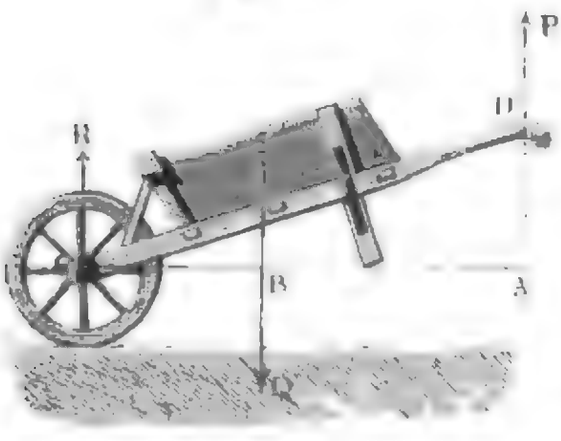
$$= 0{,}5285\,\frac{Kct}{\mu},$$

d. i. beinahe 53 Procent des Arbeitsvermögens.

§. 255. Die durch Menschenkraft in Bewegung zu setzenden einrädrigen Fuhrwerke sind der Schiebbock und der Schiebkarren. Beide bilden einen einarmigen Hebel, CSD, Fig. 512, dessen Stützpunkt C die Drehungsaxe des Rades und dessen Kraftpunkt D die Handhaben des Arbeiters bilden; sie unterscheiden sich jedoch dadurch von einander, daß die letztere mit einem vollständigen Kasten zur Aufnahme der Last ausgerüstet ist, wogegen der erstere nur eine über das Rad weggreifende Rücklehne hat. Fig. 512 führt einen Schiebkarren vor Augen, wie er zum Fortschaffen von Erdmassen beim Eisenbahnbau gebraucht wird; in Fig. 513 (a. f. S.) ist dagegen ein sogenannter Auslaufkarren abgebildet, welcher beim Bergbau zum Ausstürzen der zu Tage ausgeförderten Gesteinmassen auf die Halde dient. Bei dem ersten Karren sitzt das eigentliche Fördergefäß auf den

Schiebkarren.

Fig. 512.



Digitized by Google

Schiebkarren.

Karrenschenkeln auf, wogegen es bei dem zweiten mehr daran hängt, indem die Schenkel CD, C_1D_1 zugleich die langen Seitenwände des Fördergefäßes bilden. Ist der Normalabstand CA der Axe C des Karrens (Fig. 512) von der Richtung der Kraft, $= a$, und der Horizontalabstand CB eben dieses Punktes von Vertikalen durch den Schwerpunkt S der Last Q sammt Gewicht des Karrengestelles, $= b$, so hat man $Pa = Qb$, und daher die Kraft:

Fig. 513.

$$P = \frac{b}{a} Q.$$

Der übrigbleibende Druck $R = Q - P = \frac{a - b}{a} Q$ in der Radaxe wird von dem Fußboden aufgenommen und erzeugt daselbst eine Reibung, welche nebst der untergeordneten Zapfenreibung ebenfalls von dem Karrenläufer zu überwinden ist. Bei gutem, festem Fußboden kann man annehmen, daß beide Reibungen zusammengenommen nicht mehr als $^1/_{30}$ des Druckes, das Gewicht Q_2 des Rades mit eingerechnet, betragen. Deshalb kann man auch bei approximativen Rechnungen, wie sie für den vorliegenden Fall nicht anders verlangt werden können, diese Reibungen ganz außer Betracht lassen, indem man reichlich

$$P = \frac{b}{a} (Q_1 + Q) = \frac{b}{a} (1 + \nu) Q$$

setzt, wo $\nu = \frac{Q_1}{Q}$, das Verhältniß des Karrengewichtes zur Last bezeichnet.

Dieses Kraftverhältniß wird jedoch ein anderes, wenn der Fußboden ansteigt oder abfällt. Man hat dann, wie bereits §. 253 angegeben worden ist, noch die Kraft $(Q + Q_1 + Q_2 + G) \sin. \alpha$ auszuüben nöthig, also im Ganzen:

$$P = \frac{b}{a} (Q + Q_1) + (Q + Q_1 + Q_2 + G) \sin. \alpha,$$

und zwar nicht allein beim Aufsteigen, sondern auch beim Abwärtslaufen, wo es darauf ankommt, die Beschleunigung des Karrens aufzuheben. Man rechnet beim Fördern auf einer horizontalen Strecke mittels des Schiebkarrens, daß ein Arbeiter eine Last von 128 Pfund mit einer mittleren Geschwindigkeit von 1,6 Fuß während einer zehnstündigen Arbeitszeit fortschaffen könne, wobei er jedoch nach jedem Gang leer zurückfährt. Die entsprechende Arbeit pr. Sec. ist $128 \cdot 1{,}6 = 204{,}8$ Pfund, und

Digitized by Google

täglich 7'373000 Fußpfund. Bei dem hieſigen Bergbau fördert ein Arbeiter in der allerdings nur ſechsſtündigen Arbeitszeit 120 Kübel Berge (Steinſtücke) auf 80 Meter horizontaler Entfernung. Die entſprechende tägliche Nutzleiſtung iſt, wenn wir, wie oben (§. 239), den Kübel zu 92 Pfund Gewicht annehmen, nur $120 . 80 . 3{,}1862 . 92 = 2'814000$ Fußpfund. Die Leiſtung der Karrenförderung verändert ſich mit dem Hebelarmverhältniß $\frac{b}{a}$, welches meiſt innerhalb der Grenzen $\frac{1}{5}$ und $\frac{1}{3}$ liegt, und kann daher bei verſchiedenen Karren und verſchiedener Aufladung ſehr verſchieden ausfallen, zumal wenn der Weg nicht ganz horizontal iſt. Schiebkarren.

Beiſpiel. Wenn bei einem Schiebkarren, deſſen Gewicht ſammt Laſt 260 Pfund beträgt, das Hebelarmverhältniß $\frac{b}{a} = \frac{1}{4}$ beträgt, ſo hat man für die Tragkraft des Arbeiters $P = \frac{b}{a}(Q + Q_1) = \frac{1}{4} . 200 = 50$ Pfund. Vergleichen wir nun dieſe Anſtrengung mit dem Tragen auf dem Rücken, wobei nach II., §. 79, $K = 85\frac{1}{2}$, $c = 2{,}4$ und $t = 7$, alſo $Qct = 5'171040$ angegeben worden iſt, ſo finden wir die der Tragkraft $P = 50$ Pfund entſprechende Geſchwindigkeit:

$$v = c\left(2 - \frac{P}{K}\right) = 2{,}4 . \left(2 - \frac{50}{85{,}5}\right) = 2{,}4 . \frac{242}{171} = 3{,}40 \text{ Fuß},$$

und nehmen wir an, daß die Fördermaſſe des Karrens $Q = 100$ Pfund beträgt, ſo haben wir die tägliche Leiſtung bei dieſer Förderungsweiſe:

$$Qvt = 100 . 3{,}4 . 7 . 60 . 60 = 8448000 \text{ Fußpfund},$$

wobei jedoch noch nicht auf das leere Zurückfahren Rückſicht genommen worden iſt. Wir wiſſen aus dem Obigen, daß hierdurch die Leiſtung circa ein Drittel kleiner wird; weshalb wir alſo auch die effective Leiſtung pr. Schicht nur

$$\frac{2}{3} . 8'448000 = 5'632000 \text{ Fußpfund}$$

ſetzen dürfen.

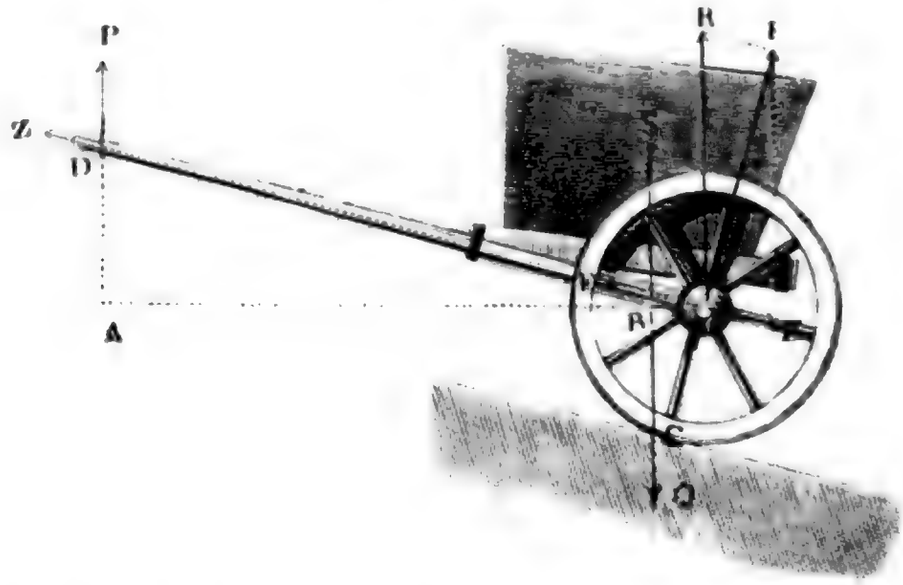
§. 256. Die Förderung in zweiräderigen Wagen oder Karren iſt ebenſo zu beurtheilen wie die Förderung mittels der ſogenannten Schiebkarren. Sie werden ſowohl durch Menſchen als durch Pferde in Bewegung geſetzt, und haben zwei Deichſeln (franz. timons; engl. poles), welche eine ſogenannte Gabel (franz. limon; engl. thill), zwiſchen welche der Arbeiter oder das Zugpferd zu ſtehen kommt, bilden. Die Laſt wird auf dieſe Karren ſo aufgepackt, daß der Schwerpunkt derſelben nahe vor der Radaxe zu liegen kommt, folglich nur ein kleiner Theil der Laſt mittels der Gabel auf den Rücken des arbeitenden Geſchöpfes zu übertragen iſt. Iſt die Länge CD eines ſolchen in Fig. 514 (a. f. S.) abgebildeten Karrens $= a$, ferner der Abſtand des Schwerpunktes der Laſt Q des Karrens von der Radaxe C, in der Deichſelaxe gemeſſen, d. i. $CE = b$, und der Abſtand deſſelben Punktes von dieſer Axe, d. i. $SE = c$. Nehmen wir an, daß der Weg unter dem Winkel α anſteige, und daß die Deichſel unter demſelben Winkel $ACD = \alpha$ gegen den Horizont geneigt Zweiräderige Karren.

Digitized by Google

Zweiräderige Karren.

ſei, dann iſt der Hebelarm der Tragkraft P des Arbeiters, $CA = a \cos.\alpha$

Fig. 514.



und der der Laſt Q, $CB = b \cos.\alpha - c \sin.\alpha$, demnach:
$Pa \cos.\alpha = Q(b \cos.\alpha - c \sin.\alpha)$, und folglich die Tragkraft:

$$P = \left(\frac{b \cos.\alpha - c \sin.\alpha}{a \cos.\alpha}\right) Q = \left(\frac{b - c \operatorname{tang}.\alpha}{a}\right) Q.$$

Es nimmt alſo die Tragkraft P ab, wenn das Anſteigen des Weges ein größeres wird, und es fällt dieſelbe ſogar negativ aus, d. i. es wirkt der belaſtete Karren von unten nach oben auf den Arbeiter, wenn $c \operatorname{tang}.\alpha > b$ iſt. Damit dieſer ungünſtige Fall der Arbeitsverrichtung vermieden werde, muß immer der Schwerpunkt S der Laſt mindeſtens um den Abſtand $CE = b = c \operatorname{tang}.\alpha$, wo α den größten Steigwinkel des Weges bezeichnet, vor der Radaxe zu liegen kommen.

Außer der Tragkraft P hat der Arbeiter noch eine Zugkraft Z auszuüben, welche den einen Componenten der von dem Wege aufzunehmenden Kraft F ausmacht, während der andere Component die Differenz

$$R = Q - P = Q - \left(\frac{b - c \operatorname{tang}.\alpha}{a}\right) Q = \left(1 - \frac{b}{a} + \frac{c}{a} \operatorname{tang}.\alpha\right) Q \text{ iſt.}$$

Man hat:

$$F = \frac{R}{\cos.\alpha} \text{ und } Z = R \sin.\alpha = F \operatorname{tang}.\alpha.$$

Für die Bewegung auf einem horizontalen Boden iſt $\alpha = 0$; daher die Tragkraft:

$$P = \frac{b}{a} Q \text{ und die Zugkraft } Z = 0.$$

Dieſe Kraftverhältniſſe werden natürlich durch die Axenreibung und durch den Widerſtand des Fußbodens noch abgeändert. Bezeichnet man die Summe dieſer beiden Widerſtände durch W, ſo iſt daher die Zugkraft

Digitized by Google

$Z = R \sin.\alpha + W$, alſo für die Bewegung auf horizontalem Wege $Z = W$ zu ſetzen. Zweiräderige Karren.

Da ſich das arbeitende Geſchöpf beim Fortziehen oder Fortſchieben einer Laſt durch die Reibung ſeiner Füße auf dem Fußboden feſthalten muß, ſo iſt natürlich nöthig, daß die Zugkraft Z dieſe Reibung nicht übertreffe. Iſt ϱ der entſprechende Reibungswinkel und G das Gewicht des arbeitenden Geſchöpfes, ſo kann man ſetzen:

$$tang.\,\varrho = \frac{G + P}{Z}.$$

Es iſt alſo das Verhältniß $\frac{P}{Z}$ der Tragkraft zur Zugkraft um ſo größer oder kleiner zu nehmen, je größer oder kleiner der Reibungswinkel ϱ oder je rauher oder glatter der Fußboden iſt. Für die Zugkraft der Pferde auf horizontalen Straßen iſt z. B. erfahrungsmäßig die Leiſtung am größten, wenn $\frac{P}{Z} = 1/5$ beträgt. Wenden wir dieſe Regel auf die zweiräderigen Fuhrwerke an, ſo haben wir

$$\frac{bQ}{aW} = 1/5, \text{ alſo } \frac{b}{a} = 1/5\,\frac{W}{Q}$$

zu nehmen.

Die zweiräderigen Karren werden vorzüglich zum Erdtransport bei Eiſenbahnanlagen gebraucht und hier entweder von einem Pferde oder von zwei bis drei Arbeitern fortbewegt. Der Kaſten zur Aufnahme der Erde ſitzt entweder feſt auf der Radaxe oder er iſt um eine beſondere Axe drehbar, alſo zum Umkippen eingerichtet, weshalb auch ſolche Karren gewöhnlich Wippkarren genannt werden. In Figur 515 iſt ein ge-

Fig. 515.

Digitized by Google

Zweirädrige Karren.

wöhnlicher Erdtransport- (Roll- oder Hand-) Karren abgebildet. Der Wagenkaſten *A* ſitzt hier feſt auf den Deichſeln *B*, und iſt zum Füllen

Fig. 516.

und Leeren mit einer lösbaren Hinterwand *C* verſehen. Die Vorderwand und ein Theil der Seitenwände ſind der Deutlichkeit wegen abgenommen gezeichnet. Um dieſe Karren nicht allein durch Schub, ſondern auch durch Zug fortbewegen zu können, ſind noch Haken *D*, *D* zum Einhängen eines Zugſeiles angebracht.

Wagenräder.

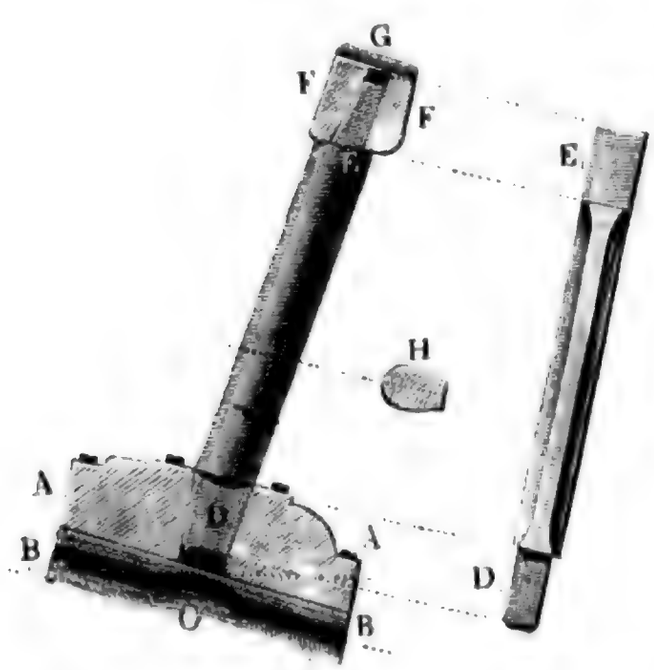
§. 257. Den weſentlichſten Theil aller Karren und Wagen bilden die Räder (franz. roues; engl. wheels) mit ihren Axen (franz. essieux; engl. axles). Die Räder beſtehen aus dem Kranze, der Nabe und den Armen oder Speichen (vergl. §. 79). Die Radkränze der Karren und Wagen für gewöhnliche Straßen werden aus bogenförmigen Holzſtücken, den ſogenannten Radfelgen (franz. jantes; engl. fellies) zuſammengeſetzt, und mit einem ſchmiedeeiſernen Bande, dem ſogenannten Radreifen (franz. la bande; engl. the hoop), umgeben. Die Nabe (franz. le moyeu; engl. the nave) eines Rades beſteht in einem Holzkerne, welcher von außen mit eiſernen Bändern umgeben iſt und in ſeinem Inneren ein hohles Metallfutter enthält, durch welches die Radaxe hindurchgeht. Die Radſpeichen (franz. les rais; engl. the spokes) verbinden den Radkranz mit der Nabe und ſind deshalb in dieſen beiden Radtheilen eingezapft. Sie ſind in der Regel von Eichenholz und haben einen mehr oder weniger elliptiſchen Querſchnitt. Meiſt hat ein Rad 12 Speichen.

Digitized by Google

Die Wagenaxen ſind entweder aus Schmiedeeiſen oder aus Holz und an der unteren Fläche mit Eiſen beſchlagen. Der mittlere Theil oder Körper einer Wagenaxe hat einen mehr oder weniger rectangulären Querſchnitt, die Enden oder Zapfen deſſelben (franz. fusées d'essieu; engl. axle arms), welche durch die Radnabe hindurchgeſteckt werden, ſind dagegen cylindriſch oder wenig coniſch geformt. Durch die Conicität der Radaxen wird nicht allein die Maſſe, ſondern auch der Reibungswiderſtand derſelben vermindert. Wären die Fahrſtraßen vollkommen eben, ſo würde man die Radebene in eine Ebene rechtwinkelig zu ihrer Axe legen und dieſe Axe ſelbſt ganz gerade machen müſſen; da aber dieſelben meiſt uneben ſind, Geleiſe und andere ſtörende Erhöhungen und Vertiefungen enthalten, ſo giebt man gewöhnlich den Wagenrädern eine coniſche Form, legt alſo die Radſpeichen in einen Kegelmantel und giebt auch den Zapfen oder Axenſchenkeln eine kleine Neigung gegen den Horizont. Läßt man nun noch jeder Nabe einen kleinen Spielraum auf ihrem Zapfen längs der Axe, ſo kann ſich das Rad beim Ueberſteigen einer kleinen Erhöhung oder beim Einſinken in eine kleine Vertiefung in der Axenrichtung ſo verſchieben, daß die Axe mit der auf ihr ruhenden Laſt nur wenig oder gar nicht ſteigt oder ſinkt und ſich daher auch die Zugkraft wenig verändert. Es iſt eine längſt bekannte Erfahrung, daß dieſe Conicität der Räder in Vereinigung mit einer gewiſſen Neigung der Axenſchenkel und einem gewiſſen Spielraume des Rades längs ſeiner Axe um ſo größer ſein muß, je ſchlechter und unebener die Fahrſtraße iſt. Wagenräder.

Fig. 517 führt die Zuſammenſetzung eines Wagenrades in einem Durchſchnitte vor Augen. *A A* iſt die eine Hälfte der Nabe und *B B* ihr metallenes Futter, welches in der Mitte bei *C* eine Höhlung zur Aufnahme der Schmiere enthält. *D E* iſt eine Radſpeiche, *F F* der Radkranz und *G* der eiſerne Reifen um denſelben. Bei *H* ſieht man noch den Querſchnitt eines Radarmes und D_1 E_1 giebt die äußere Anſicht eines Radarmes.

Fig. 517.

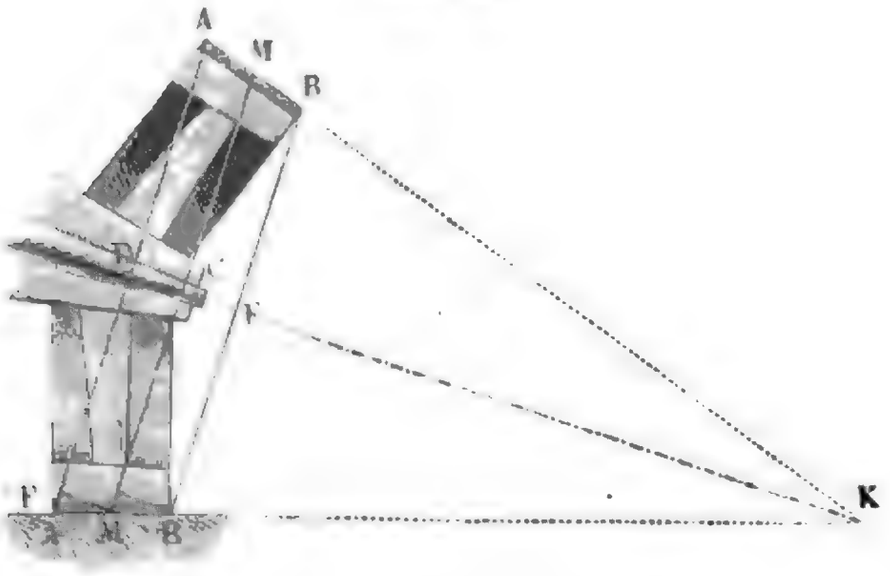


Die coniſchen Wagenräder haben den Nachtheil, daß ſie ſich nicht bloß auf dem Fußboden fortwälzen, ſondern auch zum Theil auf demſelben fortgleiten, da verſchiedene, der Axe näher oder entfernter liegende Punkte des Radumfanges ver-

Digitized by Google

Wagenräder. schiedene Geschwindigkeiten besitzen. Ist r der mittlere Radhalbmesser CM, Fig. 518, rechtwinkelig zur Axe DE der Nabe gemessen, ferner b di:

Fig. 518.



Reifenbreite AB und α der halbe Convergenzwinkel AKD des Radreifens, so hat man den größten Halbmesser des Rades:

$$DA = DF + FA = CM + FA = r + {}^1/_2 b \sin.\alpha.$$

und dagegen den kleinsten Halbmesser desselben:

$$EB = CM - FA = r - {}^1/_2 b \sin.\alpha.$$

Wenn folglich während einer Umdrehung das Rad um seinen mittleren Umfang $2\pi r$ fortrollt, muß der äußere Umfang $2\pi (r + {}^1/_2 b \sin.\alpha)$ desselben um den Weg $2\pi (r + {}^1/_2 b \sin.\alpha) - 2\pi r = \pi b \sin.\alpha$ gleitend zurück und der innere Umfang desselben um den Weg $2\pi r - 2\pi (r - {}^1/_2 b \sin.\alpha) = \pi b \sin.\alpha$ gleitend vorwärts bewegt und hierbei die entsprechende gleitende Reibung überwunden werden. Es wachsen hiernach die gleitenden Wege der verschiedenen Punkte des Radumfanges wie die Abstände dieser Punkte vom mittleren Radumfang und es ist daher der mittlere Werth dieser Wege ${}^1/_2 \pi b \sin.\alpha$. Ist nun Q die Belastung der Radaxe und φ der Coefficient der gleitenden Reibung des Rades auf dem Fahrwege, so hat man die Arbeit dieser gleitenden Reibung pr. Umdrehung $= {}^1/_2 \pi b \sin.\alpha \,.\, \varphi Q$, und folglich die Kraft zur Ueberwindung derselben:

$$F = \frac{{}^1/_2 \pi b \sin.\alpha \,.\, \varphi Q}{2\pi r} = \frac{1}{4}\frac{b}{r} \varphi Q \sin.\alpha.$$

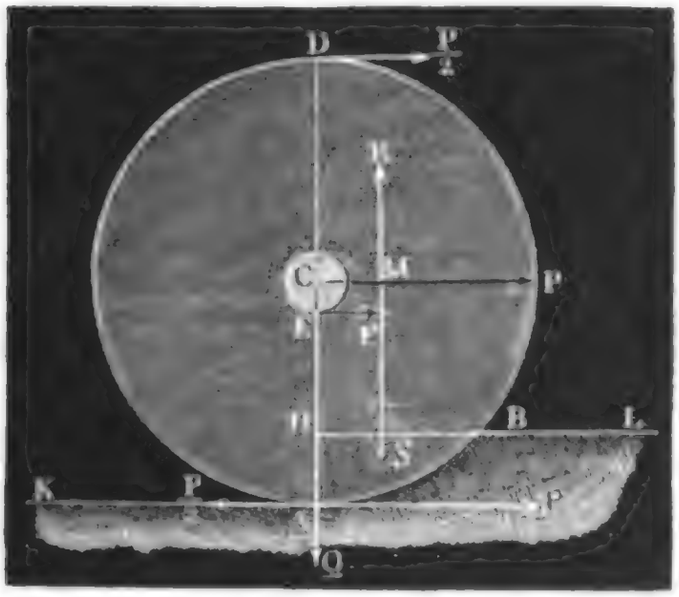
Es wächst also die gleitende Reibung der conischen Räder auf der Fahrstraße mit der Breite der Radreifen und mit dem Convergenzwinkel, und nimmt dagegen ab, wenn der Radhalbmesser ein größerer wird.

Aus demselben Grunde schleifen sich auch die cylindrischen Räder auf der Fahrstraße, wenn die Radreifen derselben an den Kanten abgerundet sind.

Digitized by Google

§. 258. Die Kraft P zur Bewegung eines Wagens läßt ſich genau ſo ermitteln, wie die Umdrehungskraft einer Radwelle. Dieſelbe hat ihren Angriffspunkt in der Axe C eines Rades ABD und läßt ſich erſetzen durch eine am Fußpunkte A des Rades angreifende Kraft P und durch ein am Radumfange wirkendes Kräftepaar $\left(-\frac{P}{2}, \frac{P}{2}\right)$. Widerſtand der Fahrbahn.

Fig. 519.



Während nun die erſtere Kraft $AP = P$ vom Widerſtande der Fahrbahn aufgenommen wird, bringt das Kräftepaar die Umdrehung des Rades um ſeine Axe C hervor. Bezeichnen wir den Radhalbmeſſer $CA = CD$ durch r, ſo haben wir das Moment dieſes Kräftepaares:

$$= \frac{P}{2} \cdot 2r = Pr,$$

und ſetzen wir dieſes der Summe der Momente der Widerſtände gleich, welche der Umdrehung des Rades um C entgegenwirken, ſo erhalten wir dadurch eine Formel zur Beſtimmung der Zugkraft P.

Die Widerſtände, welche bei Umdrehung der Wagenräder um ihre Axen zu überwinden ſind, beſtehen nur zum kleineren Theil in der Axenreibung, vorzüglich aber in dem Hinderniſſe, welches die Fahrbahn darbietet.

Iſt Q die Belaſtung der Radaxe, φ der Coefficient der Axenreibung und ϱ der Zapfenhalbmeſſer, ſo haben wir bekanntlich das Moment der Axenreibung $\varphi Q \varrho$, und folglich die auf den Radumfang reducirte Axenreibung $= \varphi \frac{\varrho}{r} Q$.

Das Hinderniß, welches die Fahrbahn der Umdrehung des Rades unmittelbar entgegenſetzt, erwächſt entweder aus der wälzenden Reibung, oder aus der Weichheit des Bodens, oder endlich aus dem Anſtoßen des Rades an Steine oder an andere hervorragende Theile der Straße. Die wälzende Reibung in dem in I. §. 174 genommenen Sinne ſetzt eine glatte Fahrbahn voraus und iſt ſo klein, daß ſie in Anſehung der anderen Hinderniſſe außer Acht bleiben kann.

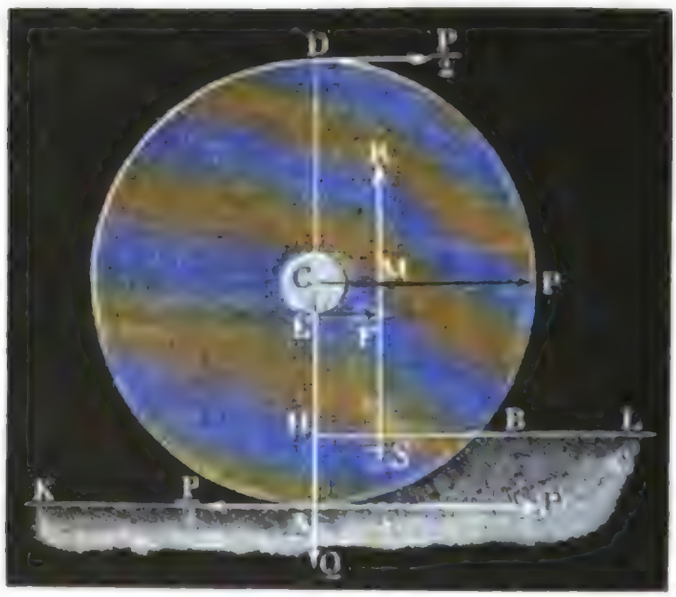
Rollt das belaſtete Wagenrad über weichem Boden hin, ſo drückt es eine Furche oder ein ſogenanntes Gelei s (franz. ornière; engl. rut) in denſelben oder vergrößert, wenn daſſelbe bereits vorhanden war, deſſen Tiefe, wobei natürlich eine gewiſſe mechaniſche Arbeit zu verrichten iſt.

Digitized by Google

Widerſtand der Fahrbahn.

Setzen wir in Uebereinſtimmung mit I. §. 173, Anmerkung, voraus, daß das eingedrückte Erdvolumen dem Drucke proportional ſei, ſo können wir dieſen Arbeitsverluſt wie folgt beurtheilen. Das Rad ABD drücke ein Geleiſe von der Tiefe $AH = h$ ein, und ruhe mit dem Bogen AB auf der bei ſeinem weitern Fortrollen einzudrückenden Erdmaſſe ABL, während das Geleiſe AK auf der hinteren Seite des Rades bereits eingedrückt iſt. Wird die Horizontalprojection BH des Bogens AB mit l und die Geleisbreite mit b bezeichnet, ſo kann man das Volumen V des eingedrückten Erdkörpers

Fig. 459.



$$ABH, = \tfrac{2}{3} bhl$$

ſetzen. Wenn nun aber der Widerſtand R, welchen der Fußboden dem Einſinken des Rades entgegenſetzt, dieſem Volumen proportional iſt, ſo kann man

$$R = \mu V = \tfrac{2}{3} \mu bhl$$

annehmen, wofern μ eine Erfahrungszahl bezeichnet, welche von der Beſchaffenheit des Fußbodens abhängt. In der Regel iſt die Geleistiefe h nur klein gegen den Radhalbmeſſer r, weshalb einfach $h = \frac{l^2}{2r}$, und daher

$$R = \frac{1}{3} \frac{\mu b l^3}{r}$$

geſetzt werden kann.

Da das Gewicht des belaſteten Rades von dem Fußboden aufzunehmen iſt, ſo iſt R auch gleich dieſem Gewichte, und daher umgekehrt aus demſelben

$$l = \sqrt[3]{\frac{3Rr}{\mu b}}$$

zu berechnen.

Der Widerſtand R iſt ein Inbegriff von lauter parallelen Kräften und hat daher ſeinen Angriffspunkt in dem Schwerpunkte S des ihm proportionalen Volumens $V = ABH$. Der Abſtand dieſes Schwerpunktes von dem vertikalen Durchmeſſer AD oder der Hebelarm der Kraft R in Beziehung auf die Umdrehungsaxe C iſt:

$$CM = \frac{3}{8} HB = \frac{3}{8} l$$

Digitized by Google

zu setzen, folglich hat man das Moment, mit welchem R der Umdrehung des Rades entgegenwirkt: Widerstand der Fahrbahn.

$$R \,.\, CM = R \,.\, \frac{3}{8}\sqrt[3]{\frac{3\,Rr}{\mu b}} = \frac{3}{8}\sqrt[3]{\frac{3\,R^4 r}{\mu b}}.$$

Da sich der Widerstand R mit dem Gewichte Q des belasteten Rades ins Gleichgewicht setzt, so haben wir auch $R = Q$, und folglich das ganze Widerstandsmoment:

$$Pr = \varphi Q \varrho + \frac{3}{8}\sqrt[3]{\frac{3\,Q^4 r}{\mu b}},$$

und die entsprechende Zugkraft an der Radaxe:

$$\begin{aligned} P &= \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8r}\sqrt[3]{\frac{3\,Q^4 r}{\mu b}} \\ &= \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \frac{3}{8}\sqrt[3]{\frac{3\,Q^4}{\mu b r^2}} = \varphi \frac{\varrho}{r} Q + \psi \sqrt[3]{\frac{Q^4}{b r^2}} \\ &= \left(\varphi \varrho + \psi \sqrt[3]{\frac{Qr}{b}}\right)\frac{Q}{r}, \end{aligned}$$

insofern ψ den Coefficienten $\frac{3}{8}\sqrt[3]{\frac{3}{\mu}}$ bezeichnet.

Während also der eine Theil der Zugkraft P einfach wie die Last Q und wie das Verhältniß $\frac{\varrho}{r}$ des Axenhalbmessers zum Radhalbmesser wächst, nimmt der andere Theil im Verhältniß von $Q^{4/3}$ zu und wächst umgekehrt wie die Cubikwurzel aus der Rad- oder Geleisbreite b und aus dem Quadrate des Radhalbmessers r. Es ist also vortheilhaft, hohe und breitfelgige Räder anzuwenden, und dieselbe Last auf mehrere Räder zu vertheilen.

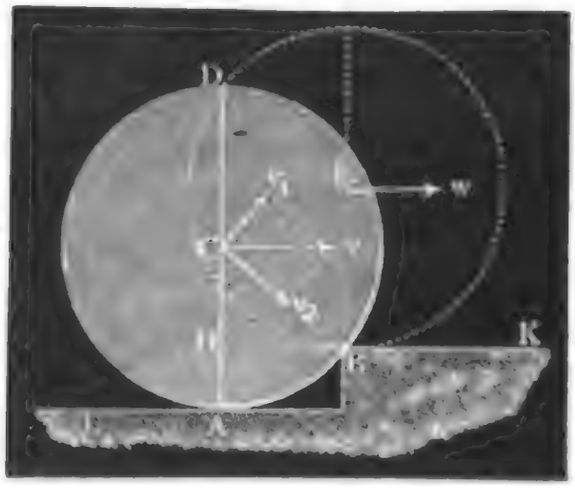
§. 259. Auf eine ganz andere Weise ist der Widerstand zu beurtheilen, welchen größere Unebenheiten oder Hervorragungen des Weges, z. B. unverrückbare Steine, dem Fortrollen der Wagen entgegensetzen. Es tritt dann bei jedem Anstoßen an ein solches Hinderniß eine plötzliche Richtungsveränderung ein, womit bekanntlich alle Mal ein Verlust an lebendiger Kraft verbunden ist, zumal wenn das Wagengestelle fest auf der Radaxe sitzt, und folglich der Stoß ein fast unelastischer ist. Der diesem Bewegungshindernisse entsprechende Kraftverlust ist wie folgt zu beurtheilen. Das Wagenrad ABD, Fig. 520 (a. f. S.), welches auf dem Wege LA fortrollt, stoße bei B an eine Hervorragung BK von der Höhe $AH = h$, und sei durch Drehung um B auf dieselbe hinaufzubringen, wobei seine Axe C den Kreisbogen CE beschreibt. Die Geschwindigkeit v der mit der Axe fest verbundenen Last Q zerlegt sich bei dem Anstoße in die Seitengeschwindigkeiten v_1 und v_2, wovon diejenige (v_2), welche die Anstoß der Räder an Steine.

Digitized by Google

Anstoß der Räder an Steine.

Richtung CB hat, durch den Stoß gänzlich verloren geht, sofern den sich stoßenden Körpern alle Elasticität mangelt. Ist der Winkel ACB, um welchen die Stoßrichtung CB von der Vertikalen CA abweicht, $= \alpha$, so hat man die übrig bleibende Geschwindigkeit, mit welcher die Axe den Bogen CE zu beschreiben anfängt:

Fig. 520.



$$v_1 = v\,cos.\,v\,C\,v_1 = v\,cos.\,ACB = v\,cos.\,\alpha,$$

und dagegen die verlorne Geschwindigkeit:

$$v_2 = v\,cos.\,v\,C\,v_2 = v\,sin.\,ACB = v\,sin.\,\alpha.$$

Ist endlich w die Geschwindigkeit $E\,w$, welche die Last Q nach Durchlaufung des Weges CE oder nach Ersteigung des Hindernisses BK erreicht hat, so kann man den durch Ueberwindung dieses Hindernisses herbeigeführten Arbeitsverlust setzen:

$$L_1 = Qh + Q\,\frac{w^2}{2g} - \frac{Q\,v_1{}^2}{2g} = Q\left(h + \frac{w^2 - v_1{}^2}{2g}\right).$$

Nun ist aber $v_1 = v\,cos.\,\alpha$ und $w = v$ zu setzen, wenn der Wagen mit Beharrung fortrollen soll; daher hat man:

$$L_1 = Q\left(h + (1 - cos.\,\alpha^2)\,\frac{v^2}{2g}\right) = Q\left(h + \frac{v^2\,sin.\,\alpha^2}{2g}\right).$$

Noch hat man:

$$cos.\,\alpha = \frac{CH}{CB} = \frac{r - h}{r} = 1 - \frac{h}{r},$$

also:

$$cos.\,\alpha^2 = 1 - \frac{2h}{r} + \frac{h^2}{r^2},\ \text{oder annähernd}\ 1 - \frac{2h}{r};$$

daher ist einfacher:

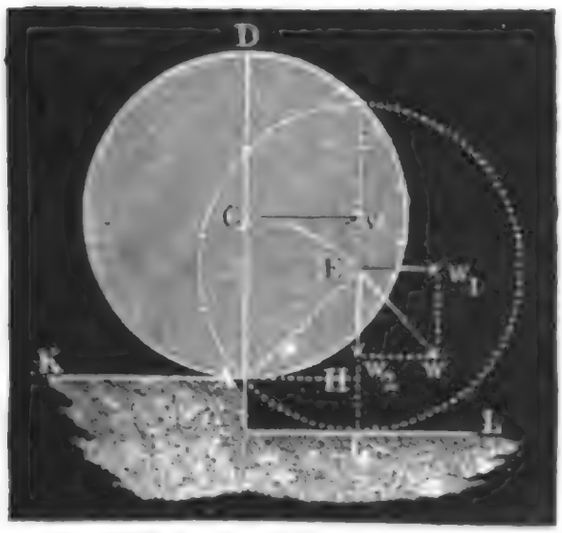
$$L_1 = Q\left(h + \frac{2h}{r}\cdot\frac{v^2}{2g}\right) = Qh\left(1 + \frac{v^2}{gr}\right)$$

zu setzen.

Rollt das Wagenrad AD, Fig. 521, von einer Erhöhung AK herab, so wird zwar einerseits durch das Niedersinken von der Höhe $BH = h$ an Arbeitsvermögen gewonnen, dagegen auch durch das Auffallen auf die Bahn BL wieder verloren. Hierbei geht die Geschwindigkeit w plötzlich in $w_1 = w\,cos.\,w\,E\,w_1$ über, während die Geschwindigkeit $w_2 = w\,sin.\,w\,E\,w_1$ rechtwinkelig gegen die Bahn BL verloren wird. Bezeichnen wir wieder den Winkel $CAE = AEB$, mit welchem sich die Wagenaxe während

des Niederſinkens um die Ecke A des Hinderniſſes dreht, mit α, ſo haben wir $w_2 = w_1\ tang.\ \alpha$. Die gewonnene Arbeit am Ende des Aufſchlagens auf B iſt hier: Anſtoß der Räder an Steine.

Fig. 521.



$$L_2 = Qh - \left(\frac{Q\,w^2}{2\,g} - \frac{Q\,v^2}{2\,g}\right),$$

oder, da der Beharrung wegen $w_1 = v$ ſein muß und

$w^2 = {w_1}^2 + {w_2}^2$ iſt:

$$L_2 = Q\left(h - \frac{{w_2}^2}{2\,g}\right)$$

$$= Q\left(h - \frac{{w_1}^2\,(tang\ \alpha)^2}{2\,g}\right).$$

Iſt die Höhe des Hinderniſſes, und alſo auch α klein, ſo können wir wieder $tang.\ \alpha^2 = sin.\ \alpha^2 = \frac{2\,h}{r}$ ſetzen, und es folgt nun:

$$L_2 = Qh\left(1 - \frac{v^2}{g\,r}\right).$$

Ziehen wir endlich dieſen Arbeitsgewinn (L_2) von dem erſteren Arbeitsverluſt (L_1) beim Aufſteigen des Rades ab, ſo folgt der Arbeitsverluſt, welchen das Ueberſteigen des Hinderniſſes im Ganzen veranlaßt:

$$L = Qh\left(1 + \frac{v^2}{g\,r}\right) - Qh\left(1 - \frac{v^2}{g\,r}\right) = 2\,Qh\,\frac{v^2}{g\,r} = 4\,Q\,\frac{h}{r}\cdot\frac{v^2}{2\,g}.$$

Iſt e die Entfernung von einem ſolchen harten Hinderniß bis zum andern, ſo hat man die entſprechende Vergrößerung der Zugkraft:

$$P = \frac{L}{e} = 4\,Q\,\frac{h}{e\,r}\cdot\frac{v^2}{2\,g}.$$

Es wächſt alſo der Kraftverluſt, welchen das Anſtoßen eines Wagens an harte Steine verurſacht, direct wie die Laſt, wie die Höhe des Hinderniſſes und wie die Geſchwindigkeitshöhe, dagegen aber umgekehrt wie der Radhalbmeſſer und wie Entfernung der Steine von einander.

Der im Vorſtehenden gefundene Arbeitsverluſt beim Anſtoßen an Steine wird vermindert, wenn der Wagenkaſten mittels Stahlfedern mit den Radaxen verbunden iſt. In dieſem Falle wird die Stoßkraft auf die Biegung der Federn verwendet und daher ganz oder zum Theil wieder gewonnen, wenn ſich die letzteren wieder ausbiegen. In Folge dieſer Ein- und Ausbiegung der Federn beſchreibt denn auch der Schwerpunkt des belaſteten Wagenkaſtens bei der Bewegung des Wagens auf gepflaſtertem Wege eine geſtreckte Schlangenlinie, während er ohne Anwendung von Federn ein Zickzack mit plötzlichen Richtungsänderungen durchläuft. Bewegt ſich

Digitized by Google

Anstoß der Räder an Steine.

der Wagen auf einer Schlangenlinie, deren concave Theile weniger gekrümmt sind, als die Wagenräder, so findet gar kein Anstoß statt, und es fällt daher auch der zuletzt gefundene Arbeitsverlust ganz aus.

Beispiel. Wenn ein Wagen ohne Federn mit einer Geschwindigkeit von 10 Fuß auf einem unebenen Wege fortrollt und dabei in Abständen von je 1 Fuß an Erhöhungen von $\frac{1}{8}$ Zoll Höhe anstößt, so ist bei der Radhöhe von 5 Fuß der daraus erwachsende Verlust an Zugkraft:

$$P = 4\,\frac{Qh}{er}\,.\,\frac{v^2}{2g} = 4\,.\,\frac{1\,.\,2}{8\,.\,12\,.\,1\,.\,5}\,.\,0{,}016\,.\,100\,Q = \frac{1{,}6\,Q}{60} = 0{,}0267\,Q,$$

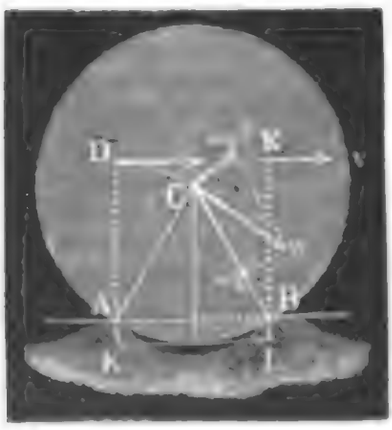
also reichlich $2\frac{1}{2}$ Procent der Last. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 5 Fuß wäre diese Kraft nur $\left(\frac{5}{10}\right)^2\,.\,0{,}0267\,Q = 0{,}0067\,Q$.

Anmerkung. Wenn das Rad ACB, Fig. 522, auf einem Steinpflaster $AKLB$ fortrollt, dessen Höhlungen es nicht ausfüllt, so ist der Geschwindigkeitsverlust w_1 beim Anstoßen an den Stein B noch größer, da dann die plötzliche Richtungsänderung

$$w\,C\,w_1 = ACB = 2\,CAD = 2\,CBE = 2\alpha$$

eintritt. Deshalb hat man denn auch hier den entsprechenden Arbeitsverlust:

Fig. 522.



$$L = Q\,.\,\frac{w_1^2}{2g} = Q\,\frac{(w\sin 2\alpha)^2}{2g},$$

oder wenn man $w = v$ setzt:

$$L = Q\,\frac{v^2}{2g}\,(\sin.\,2\alpha)^2, \text{ annähernd:}$$

$$L = 4\,Q\,\frac{v^2}{2g}\,.\,\frac{2h}{r}.$$

Bezeichnet man noch die Weite AB des hohlen Raumes zwischen je zwei Steinen durch a, so hat man der Kreisgleichung zufolge:

$$h = \frac{a^2}{8r},$$

folglich:

$$L = Q\,\frac{a^2}{r^2}\,.\,\frac{v^2}{2g},$$

und die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft, wenn e die Entfernung je zweier Steine von einander ist:

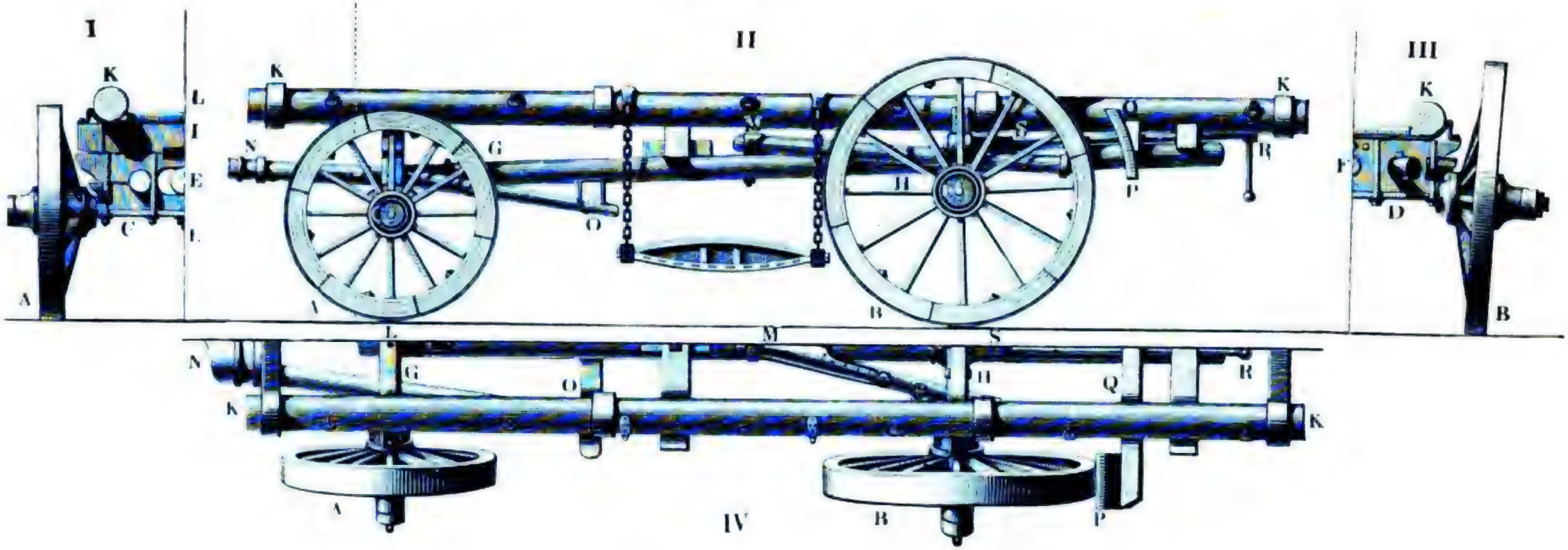
$$P = Q\,\frac{a^2}{r^2\,e}\,.\,\frac{v^2}{2g}.$$

Vierrädriger Wagen.

§. 260. Die Einrichtung eines gewöhnlichen vierrädrigen Lastwagens ist aus den Abbildungen I., II., III. und IV. in Fig. 523 zu ersehen. Die Abbildung II. ist eine Seitenansicht des Wagens ohne die Leitern oder den Kasten; die Abbildung IV. ist der Grundriß der einen Radhälfte; I. ist ferner die vordere Ansicht von der einen Hälfte des vorderen Radgestelles und III. die hintere Ansicht von der einen Hälfte des hinteren Radgestelles. Das Vorderrad A ist um ein Viertel kleiner als das Hinterrad B. Beide Räderpaare laufen um schmiedeiserne Axen C

Digitized by Google

Fig. 523.



Vierräderiger Wagen.

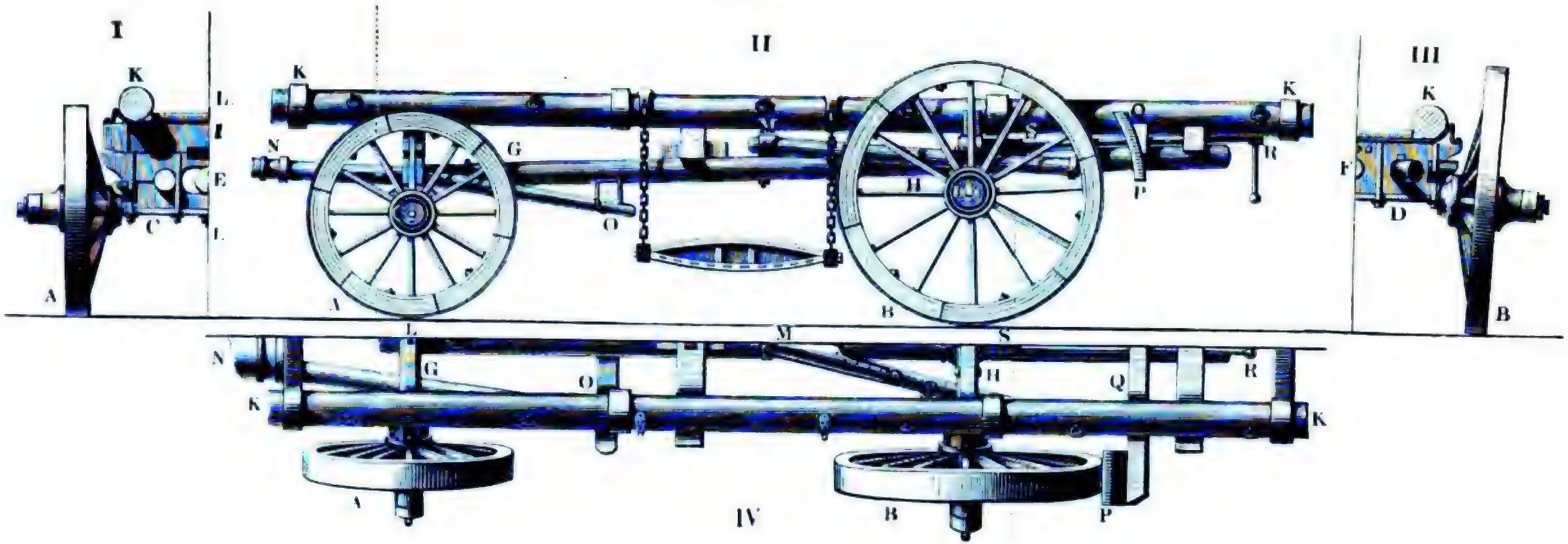
und D, auf welchen die sogenannten Tragschemel E und F befestigt sind, die durch den sogenannten Langbaum GH mit einander in Verbindung stehen. Ueber dem Tragschemel E liegt noch ein zweites Querholz, der sogenannte Lenkschemel J und dieser ist wieder mittels der Tragbäume, wie z. B. KK, mit dem Tragschemel F verbunden. Es bilden also die Schemel F und J mit den Tragbäumen ein Geviere, welches die Basis des Wagenraumes abgiebt. Um den Wagen lenken oder ihm mit Leichtigkeit eine andere Richtung geben zu können, ist es nöthig, daß man die vordere Radare unabhängig von dem übrigen Radgestelle in der Horizontalebene um einen gewissen Winkel drehen könne, und dies wird durch einen starken eisernen Stift, den sogenannten Reihnagel LL bewirkt. Derselbe geht senkrecht durch die Mitte der vorderen Radare, und zwar nicht allein durch den Tragschemel E und den Lenkschemel J, sondern auch noch durch das übrigens in E frei bewegliche Ende des Langbaumes. Durch den Tragschemel F geht ein Paar Arme hindurch, welche bei M mit dem Langbaum fest verbunden sind; und durch den Tragschemel E sind zwei andere Arme hindurchgesteckt, an welche sich bei N die Deichsel anschließt und die deshalb die Deichselarme genannt werden. Zur weiteren Unterstützung der Deichsel dient ein Querholz O, die sogenannte Brücke, welche sich in der Mitte gegen den Langbaum stemmt. Noch sieht man in $PQRS$ das aus §. 166 bekannte Brems- oder Schleifwerk, welches in der Hauptsache aus zwei eisernen Platten, wie z. B. P, besteht, die auf einem Querarm Q festsitzen, der mittels der Schraubenspindel RS hin- und zurückgeschoben werden kann.

Der Angriffspunkt der Zugkraft oder der Befestigungspunkt des sogenannten Ortscheites befindet sich im Niveau der vordern Radare, und zwar am Ende der Deichsel, wo diese mit ihren Armen verbunden ist. Er liegt also auch ungefähr um den Halbmesser der Vorderräder über dem Fahrwege. Da es nun aber vortheilhaft ist, wenn die Zugkraft unter einem gewissen, der Größe des Widerstandes entsprechenden Winkel von unten nach oben wirkt, so giebt man in der Regel den Vorderrädern eines Wagens einen kleineren Durchmesser als den Hinterrädern, obgleich im Allgemeinen die Kraft zur Bewegung des Wagens kleiner ausfällt, wenn die Höhe der Räder eine größere ist. Dieses schiefe Ziehen der Kraft, und folglich die Anwendung von kleineren Vorderrädern, ist besonders bei schlechten Gebirgswegen von Wichtigkeit.

§. 261. Die in §. 258 gefundenen Formeln für die Bewegung eines belasteten Rades oder Räderpaares lassen sich auch dazu anwenden, die Zugkraft vierräderiger Fuhrwerke auf ebenen Fahrstraßen zu bestimmen. Es sei wieder die Größe der Förderlast $= Q$, die des Wagenkastens oder

Digitized by Google

Fig. 524.

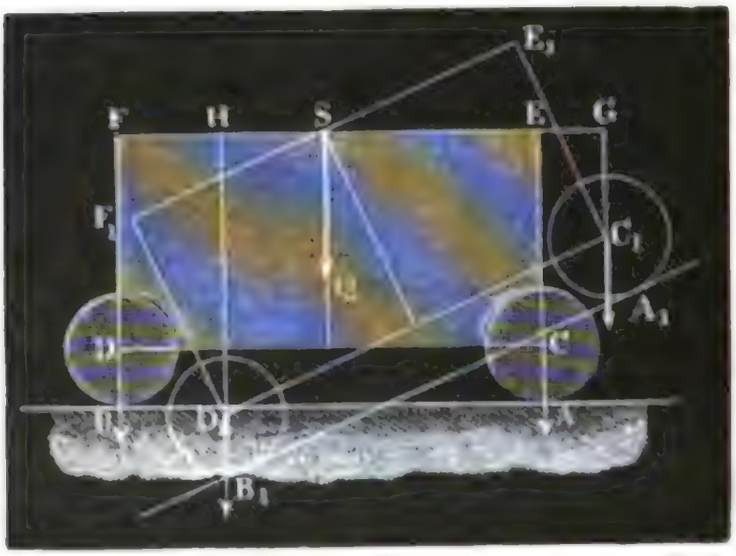


Digitized by Google

Vierräderiger Wagen.

Wagengeſtelles $Q_1 = \nu Q$, das Gewicht des vordern Räderpaares $= R_1$, das des hinteren $= R_2$, ferner ſeien die Halbmeſſer dieſer Räder r_1 und r_2, und die ihrer Axenſchenkel ϱ_1 und ϱ_2. Nehmen wir ferner an, daß der Schwerpunkt S des belaſteten Wagens während ſeiner Bewegung auf horizontaler Straße von den Radaxen C und D des Wagens $CDEF$, Fig. 525, in vertikaler Richtung um $CE = DF = a_1$, und in horizontaler Richtung um $ES = e_1$ und $FS = e_2$ abſtehe, bezeichnen wir den Horizontalabſtand $e_1 + e_2$ der beiden Radaxen von einander durch e und endlich noch die Radfelgenbreite durch b. Sehen wir auch von den Neigungen der Zugkräfte gegen den Horizont ab, denken wir uns alſo dieſelben horizontal oder parallel zur Fahrbahn wirkend.

Fig. 525.



Der Theorie des Hebels zufolge ſind die Belaſtungen der beiden Radaxen C und D:

$$\frac{e_2}{e}(Q + Q_1) = (1 + \nu)\frac{e_2}{e} Q \quad \text{und}$$

$$\frac{e_1}{e}(Q + Q_1) = (1 + \nu)\frac{e_1}{e} Q.$$

Iſt nun wieder φ der Coefficient der Axenreibung, ſo erhalten wir den Theil der Zugkraft, welcher auf die Ueberwindung dieſer Reibung verwendet wird:

$$P_1 = \varphi \frac{\varrho_1}{r_1}(1 + \nu)\frac{e_2}{e} Q + \varphi \frac{\varrho_2}{r_2}(1 + \nu)\frac{e_1}{e} Q$$

$$= \varphi (1 + \nu)\left(\frac{\varrho_1 e_2}{r_1} + \frac{\varrho_2 e_1}{r_2}\right)\frac{Q}{e}.$$

Bezeichnen wir auch wieder den Widerſtandscoefficienten der Fahrſtraße durch ψ, ſo haben wir für denjenigen Theil der Zugkraft, welcher die Ueberwindung des Widerſtandes am Umfange der Räder beanſprucht, da hier die Drücke noch durch die Radgewichte vergrößert werden:

$$P_2 = \psi \sqrt{\frac{\left((1+\nu)\frac{e_2}{e}Q + R_1\right)^4}{b r_1^2}} + \psi \sqrt{\frac{\left((1+\nu)\frac{e_1}{e}Q + R_2\right)^4}{b r_2^2}}$$

Vierräderiger Wagen.

oder annähernd und einfacher, wenn wir $\psi \sqrt[3]{\frac{Qr}{b}}$, worin r das Mittel aus beiden Radhalbmessern bezeichnet, durch ψ_1 bezeichnen:

$$P_2 = \frac{\psi_1}{r_1}\left((1+\nu)\frac{e_2}{e}Q + R_1\right) + \frac{\psi_1}{r_2}\left((1+\nu)\frac{e_1}{e}Q + R_2\right)$$
$$= \psi_1\left[(1+\nu)\left(\frac{e_2}{r_1}+\frac{e_1}{r_2}\right)\frac{Q}{e} + \frac{R_1}{r_1} + \frac{R_2}{r_2}\right].$$

Hiernach ist nun die gesammte Zugkraft, wofern der Wagen keine Stein- oder andere Hervorragungen zu überschreiten hat:

$$P = P_1 + P_2 = \varphi\,(1+\nu)\left(\frac{\varrho_1 e_2}{r_1} + \frac{\varrho_2 e_1}{r_2}\right)\frac{Q}{e}$$
$$+ \psi_1\left[(1+\nu)\left(\frac{e_2}{r_1}+\frac{e_1}{r_2}\right)\frac{Q}{e} + \frac{R_1}{r_1} + \frac{R_2}{r_2}\right]$$
$$= (1+\nu)\left[\varphi\left(\frac{\varrho_1 e_2}{r_1} + \frac{\varrho_2 e_1}{r_2}\right) + \psi_1\left(\frac{e_2}{r_1}+\frac{e_1}{r_2}\right)\right]\frac{Q}{e}$$
$$+ \psi_1\left(\frac{R_1}{r_1} + \frac{R_2}{r_2}\right).$$

Wenn die Straße unter dem Winkel α ansteigt, so ist zu dieser Kraft (vergl. §. 253) noch die Kraft
$(Q + Q_1 + R_1 + R_2 + G)\,sin.\,\alpha = [(1+\nu)\,Q + R_1 + R_2 + G]\,sin.\,\alpha$,
wo G das Gewicht des Motors bezeichnet, hinzuzufügen.

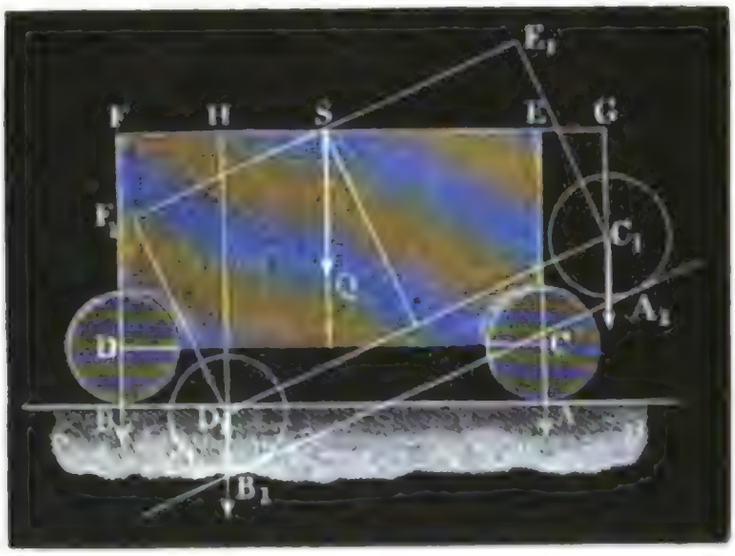
Außerdem verändert sich auch hierbei die Lage des Schwerpunktes der Last gegen die Radaxen, wobei die Verhältnisse $\frac{e_1}{e}$ und $\frac{e_2}{e}$, und folglich auch beide Theile P_1 und P_2 der Kraft eine Aenderung erleiden. Gelangt der Wagen auf eine ansteigende Straße, so bewegt sich der Schwerpunkt des Wagens einwärts und es nimmt folglich $\frac{e_2}{e}$ ab und $\frac{e_1}{e}$ zu, und kommt er dagegen auf einen abfallenden Weg, so tritt das Umgekehrte ein, es nimmt $\frac{e_2}{e}$ zu und $\frac{e_1}{e}$ ab Dadurch erhält im ersten Falle die hintere und im zweiten die vordere Axe eine größere Belastung, und dies ist ein Grund mehr, daß man der ohnedies stärker belasteten Hinteraxe größere Räder giebt als der Vorderaxe. Die Armverhältnisse $\frac{e_1}{e}$ und $\frac{e_2}{e}$ bei einer geneigten Bahn lassen sich genau so berechnen, wie die einer gewöhnlichen Waage. (S. II., §. 69.) Denken wir uns den Wagenkasten $CDFE$ um seinen Schwerpunkt S gedreht, und dadurch in die Lage $C_1 D_1 F_1 E_1$ gebracht; dadurch geht der Arm $SE = SE_1 = e_1$ in SG und der Arm $SF = SF_1$ in SH über. Bezeichnen wir nun den Drehungswinkel

Digitized by Google

Vierräderiger Wagen.

$ESE_1 = FSF_1$ oder das Ansteigen der Straße durch α, so haben wir:

Fig. 525.



$$SG = e_1 \cos.\alpha + a \sin.\alpha$$

und

$$SH = e_2 \cos.\alpha - a \sin.\alpha;$$

also

$$GH = (e_1 + e_2) \cos.\alpha = e \cos.\alpha.$$

Während bei der Bewegung auf horizontalem Wege die Belastungen der Radaxen C und D

$$(1 + \nu)\frac{e_2}{e} Q \text{ und}$$

$$(1 + \nu)\frac{e_1}{e} Q$$

sind, hat man folglich dieselben bei einem Ansteigen von α^0:

$$(1 + \nu)\frac{SH}{GH} Q = (1 + \nu)\left(\frac{e_2 - a\ tang.\ \alpha}{e}\right) Q \text{ und}$$

$$(1 + \nu)\frac{SG}{GH} Q = (1 + \nu)\left(\frac{e_1 + a\ tang.\ \alpha}{e}\right) Q.$$

Bei abfallender Straße sind dagegen diese Belastungen:

$$(1 + \nu)\left(\frac{e_2 + a\ tang.\ \alpha}{e}\right) Q \text{ und } (1 + \nu)\left(\frac{e_1 - a\ tang.\ \alpha}{e}\right) Q.$$

Hiernach hat man endlich die ganze Zugkraft bei aufsteigendem Wege:

$$P = (1 + \nu)\left[\varphi\left(\frac{\varrho_1 (e_2 - a\ tang.\ \alpha)}{r_1} + \frac{\varrho_2 (e_1 + a\ tang.\ \alpha)}{r_2}\right)\right.$$
$$\left. + \psi\left(\frac{e_2 - a\ tang.\ \alpha}{r_1} + \frac{e_1 + a\ tang.\ \alpha}{r_2}\right)\right]\frac{Q}{e} + \psi_1\left(\frac{R_1}{r_1} + \frac{R_2}{r_2}\right)$$
$$+ [(1 + \nu) Q + R_1 + R_2 + G] \sin.\alpha,$$

und dagegen bei abfallendem Wege:

$$P = (1 + \nu)\left[\varphi\left(\frac{\varrho_1 (e_2 + a\ tang.\ \alpha)}{r_1} + \frac{\varrho_2 (e_1 - a\ tang.\ \alpha)}{r_2}\right)\right.$$
$$\left. + \psi\left(\frac{e_2 + a\ tang.\ \alpha}{r_1} + \frac{e_1 - a\ tang.\ \alpha}{r_2}\right)\right]\frac{Q}{e} + \psi_1\left(\frac{R_1}{r_1} + \frac{R_2}{r_2}\right)$$
$$- [(1 + \nu) Q + R_1 + R_2 + G] \sin.\alpha.$$

Ist der letzte oder subtractive Theil des letzten Ausdruckes größer als der vorhergehende, fällt also P negativ aus, so muß das Schleifwerk in Thätigkeit gesetzt oder ein Hemmschuh an das eine Rad angeschlossen werden.

Digitized by Google

§. 262. Die Kraftverluſte, welche das Anſtoßen vierräderiger Wagen an Steine oder andere harte Körper veranlaßt, ſind mit Zugrundelegung des §. 259 wie folgt zu beurtheilen. Vierräderiger Wagen.

In dem Augenblicke, wenn das eine Räderpaar an ein hartes Hinderniß anſtößt, nimmt der ganze Wagenkaſten eine drehende Bewegung an, deren Centrum O, Fig. 526 und Fig. 527, nach I., §. 96, der Durchſchnitt

Fig. 526.

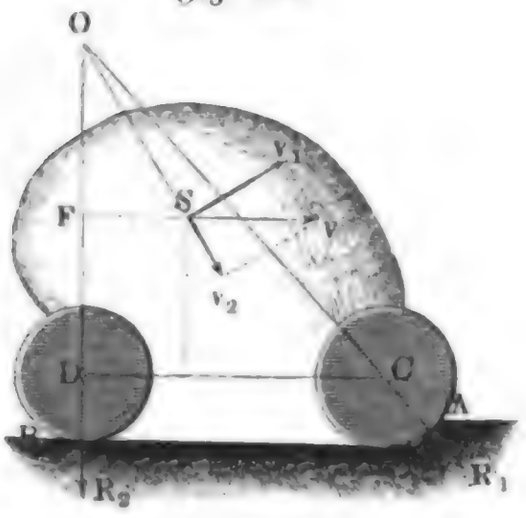
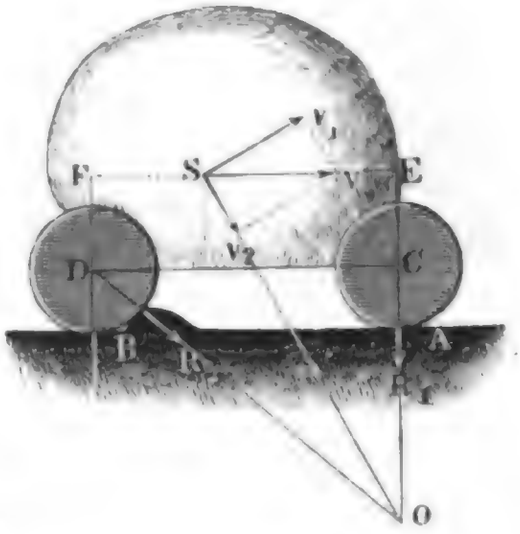


Fig. 527.



der Perpendikel zu den Bewegungsrichtungen der beiden Radaxen C und D iſt. Stößt das vordere Räderpaar an ein Hinderniß A, Fig. 526, ſo liegt dieſer momentane Drehungspunkt über den Radaxen; trifft hingegen das hintere Räderpaar an eine Hervorragung B, Fig. 527, ſo befindet ſich dieſer Punkt unter den Radaxen. Iſt wieder α der Winkel DOC, um welchen die Stoßrichtung von der Vertikalen abweicht, ſo haben wir den ſenkrechten Abſtand der Umdrehungsaxe O von der Linie CD durch die Radaxen

$$DO = CD \; cotang.\, \alpha = e \; cotang.\, \alpha \text{ (Fig. 526).}$$

Und ſind die Coordinaten des Schwerpunktes S, wie oben $DF = a$ und $FS = e_2$, ſo haben wir für den Winkel β, welchen die Linie OS mit der Vertikalen einſchließt:

$$tang.\, \beta = \frac{FS}{FO} = \frac{e_2}{e \; cotg.\, \alpha - a},$$

und hiernach die durch den Stoß verlorene Geſchwindigkeit:

$$v_2 = v \; sin.\, v S v_1 = v \; sin.\, FOS = v \; sin.\, \beta$$

$$= \frac{v\, e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \; cotg.\, \alpha - a)^2}}.$$

Für den Fall in Fig. 527 iſt, wenn wir ſtatt $FS = e_2$, $ES = e_1$ einführen:

$$tang.\, \beta = \frac{e_1}{e \; cotg.\, \alpha + a} \text{ und daher:}$$

$$v_2 = v \; sin.\, \beta = \frac{v\, e_1}{\sqrt{e_1^2 + (e \; cotg.\, \alpha + a)^2}}.$$

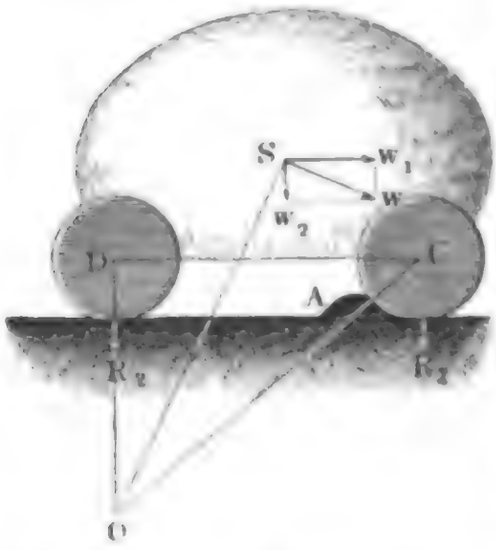
Digitized by Google

Vierräderiger Wagen.

Es hängen alſo die Geſchwindigkeitsverluſte nicht allein von den Horizontalabſtänden e_1 und e_2, ſondern auch von dem Vertikalabſtande a des Schwerpunktes S von den Radaxen C und D ab.

Auf ähnliche Weiſe läßt ſich auch der Geſchwindigkeitsverluſt finden, wenn das eine Räderpaar, z. B. C in Fig. 528, von einem Hinderniſſe A herabrollt. Es iſt hier die verlorene Geſchwindigkeit:

Fig. 528.

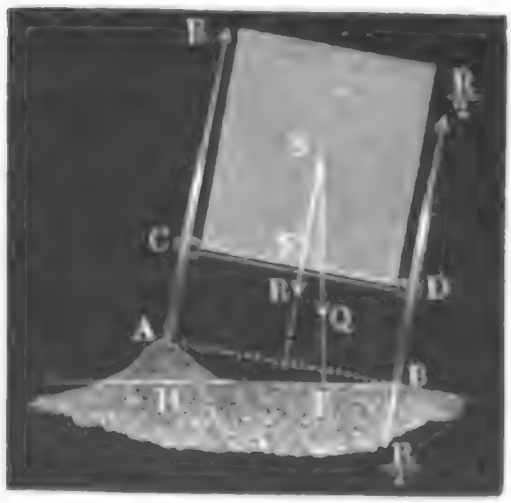


$$w_2 = w \sin. DOS = w \sin. \beta = \frac{w e_2}{\sqrt{e_2^2 + (e \operatorname{colg}. \alpha + a)^2}}.$$

Während bei den in Fig. 526 und Fig. 527 abgebildeten Fällen die Stoßkräfte R_1, R_2 einen Winkel COD zwiſchen ſich einſchließen, laufen in dieſem Falle die Richtungen dieſer Kräfte unter ſich parallel.

Stoßen beide Räderpaare zugleich an gleich hohe Hinderniſſe, ſo iſt $\beta = \alpha$ und daher $v_2 = v \sin. \alpha$, wie in dem Falle, wenn die trägen Maſſen an der Radaxe feſtſitzen. Das Verhältniß iſt aber viel verwickelter, wenn, wie meiſt, nur ein Rad AC, Fig. 529, an ein hartes Hinderniß ſtößt. Iſt d die Länge CD der Radaxe oder der Abſtand der beiden Räder einer Axe von einander und h die Höhe AH des Hinderniſſes, ſo hat man für den Neigungswinkel $ABH = \delta$ der Radaxe gegen den Horizont:

Fig. 529.



$$\sin. \delta = \frac{h}{d}.$$

Liegt der Schwerpunkt der Laſt Q um die Höhe $FS = a$ über der Radaxe, ſo hat man den Hebelarm dieſer Laſt in Hinſicht auf den Fußpunkt des ungehobenen Rades:

$$BE = x = \frac{d}{2} \cos. \beta - (r + a) \sin. \beta.$$

Es nähert ſich dieſer Arm, und alſo auch die Stabilität des Wagens bei gleicher Axenneigung β um ſo mehr der Null, je höher die Räder ſind, je höher der Schwerpunkt der Ladung liegt und je kürzer die Axenlänge d iſt. Die letzten beiden Ausdrücke finden jedoch nur dann eine unmittelbare Anwendung, wenn beide Räder auf einer und derſelben Seite

Digitized by Google

des Rades an ein Hinderniß zugleich stoßen, so daß jede Radaxe die Neigung $sin.\beta = \frac{h}{d}$ annimmt. Ist aber nur eine Radaxe geneigt, so hat man in dem Ausdrucke: Vierräderiger Wagen.

$$x = \frac{d}{2}\, cos.\beta - (a+r)\, sin.\beta$$

für das Maß der Stabilität des ganzen Wagens statt $sin.\beta = {}^1/_2 \frac{h}{d}$ einzusetzen. Ist endlich $tang.\beta > \frac{d}{2(a+r)}$, so fällt der Wagen um.

Die Neigung β kann die eine oder können beide Radaxen auch dann annehmen, wenn die Fahrstraße nach der einen Seite hin abschüssig ist. Doch ist hier ein Umstürzen des Wagens weniger leicht möglich, als beim Anstoßen an Hervorragungen, weil dort auch noch die Wirkungen des Stoßes hinzutreten. Da in diesem Falle die Reaction $(-R)$ des Hindernisses A nicht der im Schwerpunkte S_1 der Belastung angreifenden Trägheitskraft R direct entgegenwirkt, so bildet sich noch ein Kräftepaar $\frac{R}{2}, -\frac{R}{2}$, welches den Wagen um den Fußpunkt B des tieferstehenden Rades zu drehen sucht und folglich dem Momente des Gewichtes Q entgegenwirkt. Das Moment dieses Kräftepaares ist Rd, während das Moment vom Gewichte Q, Qx beträgt; wenn also

$$Rd > Q\left(\frac{d}{2}\, cos.\beta - (a+r)\, sin.\beta\right),$$

oder wenn

$$tang.\beta > \frac{d}{2(a+r)} - \frac{Rd}{Q(a+r)\, cos\,\beta}$$

ist, so verliert der Wagen seine Stabilität.

Bei der gewöhnlichen, uns aus §. 260 bekannten Einrichtung der Wagen haben übrigens während der Neigung der einen Radaxe der Langbaum, sowie auch die beiden Tragbäume eine Torsion auszuhalten, wodurch die Haltbarkeit des ganzen Wagens sehr gefährdet sein kann.

§. 263. Nach den ausführlichsten Versuchen, welche in neuerer Zeit von Morin angestellt worden sind, ist der Widerstand, welchen ein gutes Steinpflaster oder eine festzusammengefahrene Schotterstraße der Bewegung der Wagen entgegensetzt, Widerstandscoefficienten.

1) nahe direct proportional der Last,
2) umgekehrt proportional der Radhöhe, und dagegen
3) beinahe unabhängig von der Anzahl der Räder und von der Felgen- oder Radreifenbreite.

Widerstands-coefficienten.

Auf weichem oder zusammendrückbarem Boden, sowie auch auf frisch beschotterten Straßen nimmt dagegen dieser Widerstand ab, wenn die Reifenbreite eine größere wird. Beim langsamen Fahren (unter 3 Fuß Geschwindigkeit) ist dieser Widerstand ziemlich unabhängig von der Geschwindigkeit und eben so groß bei Wagen mit Federn wie bei Wagen ohne Federn. Bei größerer Schnelligkeit wächst dagegen dieser Widerstand, zumal während des Fahrens auf harter Schotterstraße oder auf Steinpflaster, nahe proportional der Geschwindigkeit; auch ist hierbei die Kraft kleiner, wenn der Wagenkasten in Federn hängt, als wenn er fest auf den Radaxen aufsitzt. Je elastischer der Fahrweg und je elastischer der Wagen sowie die Last auf demselben ist, desto kleiner fällt in diesem Falle auch die Zugkraft aus.

Die Reifenbreite von 4 bis $4\frac{1}{2}$ Zoll ist bei Lastwagen die angemessenste, da schmälere Räder die Straße zu sehr angreifen, und breitere keine Krafterspariniß geben. Die Umstände und Verhältnisse, welche die Zugkraft steigern, verschlechtern natürlich auch die Fahrstraße.

Die ersten der im Vorstehenden angegebenen Regeln weichen besonders darin von der weiter oben entwickelten Theorie ab, als dieser zu Folge die Zugkraft dem Ausdrucke $\sqrt[3]{\frac{Q^4}{b\,r^2}}$ proportional ist, also direct wie $Q^{4/3}$ und umgekehrt wie $\sqrt[3]{r^2}$ und $\sqrt[3]{b}$ wächst. Nun ist aber:

$$\sqrt[3]{Q^4} = \sqrt[3]{Q}\,.\,Q,\quad \sqrt[3]{r^2} = \sqrt[3]{\frac{1}{r}}\,.\,r \text{ und } \sqrt[3]{1{,}1} = 1{,}032;$$

wenn folglich die Werthe von Q, r und b innerhalb enger Grenzen schwanken und von gewissen mittleren Werthen nicht um mehr als 10 Procent abweichen, so kann man annähernd $1{,}032 = 1$, also für $\sqrt[3]{Q}.\sqrt[3]{r}$ und $\sqrt[2]{b}$ constante mittlere Werthe setzen, und nach Morin rechnen, daß die Zugkraft der Last Q direct und dem Radhalbmesser r umgekehrt wachse, dagegen aber von der Reifenbreite b gar nicht abhänge. Diese Voraussetzung läßt sich noch besonders dadurch rechtfertigen, daß der Widerstand der Fuhrwerke nicht allein aus der Zusammendrückung des Bodens, sondern auch aus der Axenreibung und, namentlich beim Fahren auf einer harten Straße, aus einer Menge von Stößen entspringt, und daß bei den zuletzt genannten Hindernissen, der Theorie zu Folge, diese Proportionalität wirklich statt hat.

Folgende Tabelle enthält die verschiedenen Widerstandscoefficienten einiger Wagen auf verschiedenen Straßen. Um die Kraft P zum Fortziehen einer Last Q zu finden, muß man zu derselben noch das ganze Wagengewicht $(Q_1 + R_1 + R_2)$ addiren, und diese Summe mit dem aus der Tabelle entnommenen Widerstandscoefficienten ζ multipliciren, also

Digitized by Google

$$P = \xi\,(Q + Q_1 + R_1 + R_2)$$

Widerstands-coefficienten

setzen.

Hat die Straße ein Ansteigen α, und der Motor ein Gewicht G, so kommt hierzu noch die Kraft:

$$P_1 = (Q + Q_1 + R_1 + R_2 + G)\ sin.\ \alpha.$$

Tabelle der Widerstandscoefficienten für Fuhrwerke.

Die Reifenbreite ist 4 bis 4½ Zoll, die Arenstärke 2½ Zoll, der Coefficient der Arenreibung $\varphi = 0{,}065$.

Bezeichnung der Straße.	Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.
	Mittl. Radhohe in Fußen		Radhöhe in Fußen.		Radhöhe in Fußen.
	4	4½	5	6⅖	3⅔
I. Schotterstraße:					
1) in sehr gutem Zustande, trocken und eben.	1/50	1/58	1/66	1/83	Schritt 1/48 Trab 1/41 scharf Tr. 1/40
2) wenig feucht, mit Staub und einigen freiliegenden Schotterstücken.	1/35	1/41	1/47	1/59	Schritt 1/34 Trab 1/27 sch. Trab 1/24
3) sehr hart, grober Schotter, naß.	1/43	1/50	1/57	1/71	Schritt 1/42 Trab 1/27 sch. Trab 1/23
4) hart, mit leichten Geleisen und weichem Koth.	1/27	1/32	1/36	1/45	Schritt 1/26 Trab 1/22 sch. Trab 1/20
5) hart mit Geleisen und Koth.	1/2·	1/24	1/30	1/37	Schritt 1/21 Trab 1/18 sch Trab 1/17
6) sehr verfahren und mit dickem Kothe.	1/19	1/22	1/25	1/31	Schritt 1/18 Trab 1/16 sch. Trab 1/15
7) sehr aufgerissen, mit Koth und 2 bis 3 Zoll tiefen Geleisen.	1/14	1/17	1/19	1/24	Schritt 1/14 Trab 1/12 sch. Trab 1/12
8) sehr schlecht, dicker Koth, harter und rauher Grund, 3 bis 4 Zoll tiefe Geleise.	1/13	1/15	1/17	1/21	Schritt 1/12 Trab 1/10
II. Sandsteinpflaster:					
1) sehr gutes.	1/65	1/75	1/86	1/108	Schritt 1/62 Trab 1/42 sch. Trab 1/36
2) gewöhnliches, trocken.	1/60	1/70	1/80	1/100	Schritt 1/57 Trab 1/41 sch. Trab 1/36

Digitized by Google

Widerstands-coefficienten.

Tabelle der Widerstandscoefficienten für Fuhrwerke.

(Fortsetzung von vorhergehender Seite.)

Bezeichnung der Straße.	Frachtwagen.		Karren.		Eilwagen.
	Mittl. Radhöhe in Fußen		Radhöhe in Fußen.		Radhöhe in Fußen.
	4	$4\frac{1}{2}$	5	$6\frac{2}{3}$	$3\frac{2}{3}$
3) gewöhnliches, naß und mit Koth.	$\frac{1}{46}$	$\frac{1}{54}$	$\frac{1}{74}$	$\frac{1}{76}$	Schritt $\frac{1}{44}$ Trab $\frac{1}{33}$ sch. Trab $\frac{1}{29}$
III. Brückenbahn von Holz	$\frac{1}{48}$	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{69}$	$\frac{1}{71}$	Schr. u. Tr. $\frac{1}{41}$
IV. Erddamm:					
1) sehr gut und trocken	$\frac{1}{27}$	$\frac{1}{32}$	$\frac{1}{36}$	$\frac{1}{43}$	„ „ „ $\frac{1}{26}$
2) mit einer 1 bis $1\frac{2}{3}$ Zoll hohen Kiesdecke	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{17}$	„ „ „ $\frac{1}{10}$
3) mit einer 2 bis $3\frac{1}{2}$ Zoll hohen Kiesdecke	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{15}$	„ „ „ $\frac{1}{9}$
4) mit einer 4 bis $5\frac{1}{2}$ Zoll hohen Kiesschicht	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{14}$	„ „ „ $\frac{1}{8}$
V. Straße m. ungebahntem Schnee	$\frac{1}{14}$	$\frac{1}{17}$	$\frac{1}{19}$	$\frac{1}{24}$	„ „ „ $\frac{1}{14}$

Beispiel. Welche Zugkraft erfordert ein belasteter Wagen von 8000 Pfund zu seiner Fortbewegung auf einer horizontalen Schotterstraße von mittlerer Güte? Nehmen wir an, daß die mittlere Radhöhe $4\frac{1}{2}$ Fuß betrage, so können wir der vorstehenden Tabelle zu Folge den Widerstandscoefficienten $\zeta = \frac{1}{41}$ und folglich die erforderliche Zugkraft:

$$P = \zeta \,.\, (Q + Q_1 + \,..) = \frac{1}{41} \,.\, 8000 = 195 \text{ Pfund setzen.}$$

Nun ist aber nach II., §. 80, die mittlere Zugkraft eines Pferdes, $K = 120$ Pfund, und die mittlere Geschwindigkeit desselben $c = 4$ Fuß, folglich wären zum Fortziehen dieses Wagens 2 Pferde nöthig, und die zu fordernde Geschwindigkeit des Wagens:

$$v = \left(2 - \frac{P}{K}\right) c = \left(2 - \frac{195}{240}\right) \,.\, 4 = 4{,}75 \text{ Fuß.}$$

Hat dieselbe Straße ein Ansteigen von $\alpha = \frac{1}{50}$, so ist zu der gefundenen Kraft noch $P_1 = \alpha\,(Q + Q_1 + \,..)$ zu addiren. Spannt man dann 4 Zugpferde vor, so wird dadurch die Belastung um $4 \,.\, 600 = 2400$ Pfund größer; es ist folglich die Last:

$$Q + Q_1 + \,.. = 8000 + 2400 = 10400 \text{ Pfund,}$$

und

Digitized by Google

Widerstands-coefficienten.

$$P_1 = \frac{1}{50} \cdot 10400 = 208 \text{ Pfund},$$

also die ganze Zugkraft:

$$P = 195 + 208 = 403 \text{ Pfund},$$

und die entsprechende Fahrgeschwindigkeit:

$$v = \left(2 - \frac{403}{480}\right) \cdot 4 = 4{,}64 \text{ Fuß}.$$

Behält man dagegen nur 2 Pferde bei, so hat man:

$$P = 195 + \frac{1}{50} \cdot (8000 + 1200) = 195 + 184 = 379 \text{ Pfund},$$

und

$$v = \left(2 - \frac{379}{240}\right) \cdot 4 = 1{,}685 \text{ Fuß}.$$

Hätte endlich die Straße ein Fallen α von $\frac{1}{50}$, so würde bei zwei Zugpferden der Gewinn an Kraft

$$P_1 = \frac{1}{50} \cdot (8000 + 1200) = 184 \text{ Pfund}$$

betragen, und folglich die Zugkraft der Pferde nur

$$P = 195 - 184 = 11 \text{ Pfund},$$

und die entsprechende Geschwindigkeit

$$v = \left(2 - \frac{11}{240}\right) \cdot 4 = 7{,}817 \text{ Fuß betragen}.$$

Aus den Geschwindigkeiten v und den Weglängen s lassen sich die Fahrzeiten $\left(t = \frac{s}{v}\right)$ berechnen, und ist die Summe dieser Zeiten der täglichen Arbeitszeit $8 \cdot 60 \cdot 60 = 28800$ Secunden gleich, so hat man in der Summe der Weglängen den täglich zurückgelegten Weg. Wäre z. B. in dem vorliegenden Falle die Länge des ansteigenden Weges 20000 Fuß, und die des abfallenden 24000 Fuß, so hätte man mit Beibehaltung von zwei Pferden die entsprechenden Zeiten:

$$\frac{20000}{1{,}685} = 11869 \text{ Sec. und } \frac{24000}{7{,}817} = 3070 \text{ Sec.},$$

und es bliebe folglich für das Fahren auf dem horizontalen Theil der Straße die Zeit: $28800 - (11869 + 3070) = 13861$ Sec., also die Fahrweglänge $\frac{13861}{4{,}75} = 2918$ Fuß übrig.

Anmerkung I. *) Mit Hülfe der zuletzt angegebenen Formeln für die Zugkraft der Wagen läßt sich auch das vortheilhafteste Ansteigen der Straßen finden. Der Ausdruck $P = \zeta (Q + Q_1) + (Q + Q_1 + G) \sin. \alpha$ für die Zugkraft P geht, wenn man das Gewicht Q_1 des ganzen leeren Wagens $= \nu Q$ und das Gewicht G der Pferde $= \mu K$ setzt, in folgenden

$$\left(2 - \frac{v}{c}\right) K = (\zeta + \sin. \alpha)(1 + \nu) Q + \mu K \sin. \alpha$$

über, woraus die Last

$$Q = \frac{\left(2 - \frac{v}{c} - \mu \sin. \alpha\right) K}{(1 + \nu)(\zeta + \sin. \alpha)} \text{ folgt.}$$

Da es nur darauf ankommt, Q auf eine gewisse Höhe zu heben, so ist die Nutzlast $Q \sin. \alpha$, und die Nutzleistung:

Digitized by Google

Widerſtands-coefficienten.

$$Q\,v\,\sin.\,\alpha = \frac{\left(2 - \frac{v}{c} - \mu\,\sin.\,\alpha\right) K v\,\sin.\,\alpha}{(1+\nu)\,(\zeta + \sin.\,\alpha)}.$$

Damit dieſe ein Maximum werde, hat man dieſen Ausdruck ein Mal in Hinſicht auf ν und ein anderes Mal in Hinſicht auf α zu differenziiren, und die ſo erhaltenen Differenzialquotienten Null zu ſetzen. Auf dieſe Weiſe findet man:

$$\frac{v}{c} = 1 - \frac{\mu\,\sin.\,\alpha}{2} \text{ und } (\sin.\,\alpha)^2 + 2\,\sin.\,\alpha = \frac{\zeta}{\mu}\left(2 - \frac{\nu}{c}\right),$$

woraus ſich $\sin.\,\alpha = -\,{}^3/_4\,\zeta + \sqrt{\frac{\zeta}{\mu} + \frac{9}{16}\,\zeta^2}$ ergiebt, und hiernach das vortheilhafteſte Anſteigen α beſtimmt iſt.

Z. B. für $\zeta = {}^1/_{20}$ und $\mu = 5$ hat man:

$$\sin\,\alpha = -\,{}^1/_{40} + \sqrt{\frac{1}{150} + \frac{9}{16}\cdot\frac{1}{900}} = -\,0{,}025 + 0{,}0882$$
$$= 0{,}0632 = {}^1/_{16}.$$

Anmerkung II. Verſuche über die Widerſtände der Straßen ſind in früheren Zeiten von Rumford, Edgeworth, Bevan u. ſ. w. und in neueren Zeiten in ſehr ausgedehntem Maße von Morin, nächſtdem auch von Koſſak, von der königl. baieriſchen Artillerie u. ſ. w. angeſtellt worden. Ausführlich über dieſe Verſuche handelt Brix in der Schrift: Ueber die Reibung und den Widerſtand der Fuhrwerke auf Straßen, Berlin 1850. Auch iſt hierüber nachzuleſen Gerſtner's Mechanik, Band I, Kap. VII. Die oben §. 258 entwickelte Formel über den Widerſtand des zuſammendrückbaren Bodens wird in den letzten beiden Werken zuerſt mitgetheilt. Die Theorie der Fuhrwerke wird ferner behandelt in der Théorie des affuts et des voitures d'artillerie, par Migout et Berchery, Paris 1840. Das Hauptwerk von Morin hat den Titel: Expériences sur le tirage des voitures et sur les effets destructeurs qu'elles s'exercent sur les routes, par A. Morin. Paris 1842. Die Hauptergebniſſe der Morin'ſchen Verſuche ſind auch in Morin's Aide-mémoire de mécanique pratique enthalten.

Schienenbahnen.

§. 264. Um den Widerſtand, welchen die Straße der Umdrehung der Wagenräder entgegenſetzt, ſo viel wie möglich herabzuziehen, läßt man die Räder auf beſonderen Schienen (franz. und engl. rails) laufen. Zwei ſolcher Schienen liegen in parallelen Richtungen neben einander und bilden eine ſogenannte Schienenbahn (franz. chemin à ornières; engl. railroad). Nur ſelten läßt man dieſe Schienen aus bloßen Holz- oder Steinſchwellen beſtehen, mit mehr Vortheil wendet man gußeiſerne Schienen an, am zweckmäßigſten und deshalb am häufigſten ſind aber die aus gefriſchtem Eiſen gewalzten Schienen, und die hiernach benannten Eiſenbahnen (franz. chemins de fer; engl. [iron] railways). Der Widerſtand dieſer Schienen beſteht faſt nur aus der wälzenden Reibung, welche, wie wir wiſſen (ſ. I., §. 174), bei Rädern von einiger Höhe ſehr klein iſt in Hinſicht auf die Axenreibung. Während überhaupt bei dem Fortſchaffen der Laſten auf Schotterſtraßen (franz. chaussées en empierrement:

Digitized by Google

engl. broken-stone roads) der Widerſtand an dem Umfange der Räder der größere und der an dem Umfange der Axen der kleinere iſt, tritt bei dem Transport auf Eiſenbahnen gerade das Gegentheil ein; es iſt nämlich hier die Axenreibung der größere und die wälzende Reibung am Umfange der Räder der kleinere Widerſtand. Für die Axenreibung iſt der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}054$ (ſ. I., §. 164), und folglich, bei der Axenſtärke von $2^1/_2$ Zoll und der Radhöhe von 50 Zoll, die auf den Radumfang reducirte Zapfenreibung: Schienenbahnen.

$$F_1 = \varphi \frac{\varrho}{r} Q = 0{,}054 \cdot \frac{5}{100} Q = 0{,}0027\ Q.$$

Für die wälzende Reibung iſt hingegen $\varphi = 0{,}018$; iſt daher der Radhalbmeſſer $r = 25$ Zoll, ſo hat man die Größe dieſes Reibungswiderſtandes:

$$F_2 = \varphi \frac{Q}{r} = 0{,}018 \frac{Q}{25} = 0{,}00072\ Q,$$

d. i. $\frac{72}{270} = \frac{4}{15}$ mal ſo groß als die Zapfenreibung, oder circa $26^2/_3$ Procent der letzteren. Hiernach iſt der geſammte Reibungswiderſtand bei der Bewegung eines Wagens auf einer Schienenbahn:

$$F_1 + F_2 = 0{,}00270\,Q + 0{,}00072\,Q = 0{,}00342\,Q,$$

d. i. circa ein Drittel Procent der Laſt. Beim Fahren auf einer ſehr guten Chauſſee iſt dieſer Widerſtand (ſ. Tabelle §. 263) $^1/_{50}\,Q = 0{,}02\,Q$, d. i. 2 Procent Q; dieſem zu Folge wäre alſo die Kraft zum Fortſchaffen der Laſten auf den beſten horizontalen Straßen $\frac{0{,}02000}{0{,}00342} = 5{,}85$, alſo nahe 6mal ſo groß, als auf Eiſenbahnen. Beim Transport auf ſchlecht unterhaltenen Straßen ſteigert ſich der Widerſtand auf $^1/_{20}\,Q = 0{,}05\,Q$, dann iſt alſo die Kraft zum Transport auf Straßen $\frac{5000}{342} = 14{,}6$ mal ſo groß als auf Eiſenbahnen. Hiernach iſt nun der große Vortheil der Eiſenbahnförderung im Vergleich zur Straßenförderung zu ermeſſen.

Dieſes günſtige Verhältniß der Eiſenbahnen wird jedoch beim Anſteigen (α) derſelben bedeutend gemäßigt, da hier für beide Arten des Fortſchaffens in Folge der Schwerkraft überdies noch die Kraft $Q\ sin.\ \alpha$ (vergl. §. 253) erfordert wird. Wäre nun z. B. das Anſteigen $sin.\ \alpha = \frac{1}{100}$, hätte alſo ſowohl die Eiſenbahn als auch die Straße auf je 100 Fuß Erſtreckung 1 Fuß Anſteigen, ſo würde zu den gefundenen Widerſtänden noch $0{,}01\,Q$ zu addiren ſein, alſo der Widerſtand auf der Eiſenbahn

$$0{,}0034\,Q + 0{,}0100\,Q = 0{,}0134\,Q,$$

Digitized by Google

Schienenbahnen.

und dagegen auf der Straße, im ersten Falle:

$$0{,}02\,Q + 0{,}01\,Q = 0{,}03\,Q,$$

und im zweiten: $0{,}05\,Q + 0{,}01\,Q = 0{,}06\,Q$ betragen.

Es wäre also dann für den einen Fall die Zugkraft auf der Straße nur $\frac{0{,}0300}{0{,}0134} = 2^1/_4$- und für den zweiten dieselbe nur $\frac{0{,}060}{0{,}0134} = 4^1/_2$mal so groß als auf der Eisenbahn. Läuft die Straße oder Schienenbahn abwärts, so kommt natürlich die Schwerkraft mit der Größe $Q \sin.\alpha$ der Kraft zur Ueberwindung der übrigen Widerstände zu Hülfe, und ist diese Kraft größer als die Reibungswiderstände, so tritt sogar ein Kraftüberschuß hervor, der nur durch Einhemmen oder Bremsen (vergl. §. 165) zu vernichten ist. Hätten wir z. B. $\sin.\alpha = \frac{1}{100}$ (Fallen), so würde die Kraft zum Fortschaffen auf der Eisenbahn

$$0{,}0034\,Q - 0{,}01\,Q = -\,0{,}0066\,Q$$

sein, also ein Kraftüberschuß von circa $^2/_3$ Procent der Last durch Bremsen aufzuheben sein, dagegen hätte man die Kraft auf der Straße
im ersten Falle: $0{,}02\,Q - 0{,}01\,Q = 0{,}01\,Q.$
und im zweiten: $0{,}05\,Q - 0{,}01\,Q = 0{,}04\,Q.$

Wenn wir die Kraft zum Fortschaffen auf horizontalen Eisenbahnen wegen Hinzutritt anderer Nebenhindernisse, z. B. wegen der Seitenreibungen an den Schienen, wegen des Luftwiderstandes u. s. w., $P = 0{,}004\,Q$ setzen, so müssen wir dieselbe für das Fortschaffen auf einer Bahn von α Ansteigen $(0{,}004 + \sin.\alpha)\,Q$ annehmen, und erhalten also für das Ansteigen $\sin.\alpha = \frac{1}{250} = 0{,}004$, die doppelte Kraft, ferner für ein Ansteigen $\sin.\alpha = \frac{1}{100}$, schon die $^{14}/_4 = 3^1/_2$fache Kraft, und für ein Ansteigen von $\sin.\alpha = \frac{1}{50}$, sogar die 6fache Kraft. Es ist also im letzteren Falle der Arbeitsaufwand zum Fortschaffen einer Last auf 1 Meile Bahn ebenso groß als zum Fortschaffen derselben auf einer horizontalen Bahnstrecke von 6 Meilen Länge. Man ersieht hieraus, daß die Zugkraft der Wagen auf einer Eisenbahn mit verschiedenen Steigungsverhältnissen innerhalb sehr weiter Grenzen schwankt.

Schienen und Schwellen.

§. 265. Die Eisenschienen, welche man zu den Schienenbahnen verwendet, haben sehr verschiedene Querprofile. Wollte man Wagen mit gewöhnlichen Rädern auf einer Schienenbahn laufen lassen, so müßte man den Schienen einen nach oben vorstehenden Rand geben, welcher das Abgleiten der Wagen von der Bahn verhindert; solche Spurschienen

Digitized by Google

wurden früher bei Berg- und Hüttenwerken angewendet und ſind in England unter dem Namen tram-roads bekannt. Da es aber viel einfacher und viel vollkommener iſt, wenn man das Abgleiten der Wagen von der Bahn durch Ränder, welche an den Rädern ſelbſt ſitzen, verhindert, ſo wendet man jetzt in der Regel randloſe Kantenſchienen (franz. ornières saillantes; engl. egde-rails) an, und giebt den Wagenrädern an der inneren Seite ringsherum einen vorſtehenden Rand, den ſogenannten Spurkranz. Da das Rad auf der Drehbank abgedreht werden kann, ſo läßt ſich natürlich auch der Spurkranz genauer herſtellen als der Spurrand einer Spurſchiene. Schienen und Schwellen.

Kantenſchienen aus gewöhnlichem Flacheiſen, mit rectangulärem Querſchnitte, wendet man nur zum Transport kleinerer Laſten, wie z. B. in Bergwerken an; man legt dieſelben entweder breit auf, oder ſtellt ſie, und zwar mit Vortheil, auf's Hohe. Bei Eiſenbahnen, auf welchen Dampfwagen fahren, wendet man dagegen meiſt ſogenannte Stuhlſchienen an, deren Querprofil einen breiten Kopf *A* von beinahe elliptiſcher Form haben. In Fig. 530 iſt das Querprofil einer einfachen und in Fig 531

Fig. 530.

Fig. 531.

Fig. 532.

Fig. 533.

das einer doppelten Stuhlſchiene abgebildet. Sehr zweckmäßig ſind die Schienen mit einer breiten Grundfläche *B*, welche im Querprofile die Form von Fig. 532 haben und gewöhnlich unter dem Namen Vignolſchienen bekannt ſind. Nicht ſelten ſind auch die Hohl- oder Brückenſchienen in Anwendung gekommen, deren Querprofil in Fig. 533 abgebildet iſt. Die gewöhnliche Höhe der Schienen iſt 4 bis 5 Zoll, die Breite am Kopfe 2 bis $2^1/_2$ Zoll, die Breite am Fuße 2 bis 4 Zoll. Meiſt hat eine Schiene eine Länge von 15 bis 18 Fuß, und es wiegt der laufende Fuß derſelben 15 bis 25 Pfund. Die größte Belaſtung einer Schiene durch ein Rad ſoll 120 Centner nicht überſteigen. Die gewöhnliche Spurweite, d. i. der lichte Abſtand zwiſchen je zwei Schienen einer Bahn, iſt 4 Fuß $8^1/_2$ Zoll engl. = 54,87 Zoll preuß., und der Spielraum der Räder auf den Schienen $^5/_8$ bis $^7/_8$ Zoll. Nur wenige Bahnen haben eine größere Spurweite, wie z. B. die Great-Weſtern-Bahn in England, deren Spurweite ſogar 7 Fuß engl. beträgt.

Digitized by Google

Schienen und Schwellen.

Die Schienen erhalten Unterlagen von Steinen, Gußeiſen oder Holz; wegen ihrer Elaſticität zieht man die hölzernen Unterlagen oder ſogenannten Holzſchwellen und zwar insbeſondere die Querſchwellen (franz. traverses; engl. sleepers) aus Eichen- und Nadelholz allen anderen Unterlagen vor. Dieſe haben eine Länge von 8 bis 9 Fuß und liegen in Abſtänden von $2^1/_2$ bis 3 Fuß von einander. Die Querſchnitte dieſer Schwellen ſind entweder halbkreisförmig, rectangulär oder triangulär. Die Schwellen mit kreisförmigem Querſchnitte haben circa 1 Fuß Durchmeſſer, die mit rectangulärem Querſchnitte ſind 1 Fuß breit und $^1/_2$ Fuß hoch und die mit triangulärem Querſchnitte ſind ungefähr 16 Zoll breit und 8 Zoll hoch. Die erſteren beiden Schwellenarten werden mit ihren breiten Flächen aufgelegt, die letztere aber mit ihren beiden ſchmalen, ungefähr $11^1/_4$ Zoll breiten Seitenflächen. Jene werden mittels eines, dieſe hingegen mittels zweier Diametralſchnitte aus runden oder vierkantig bearbeiteten Holzſtücken erhalten.

Die Schienen werden auf den Schwellen durch beſondere gußeiſerne Stühle, ſowie durch Schrauben und Hakennägel befeſtigt. Sehr mannigfaltig iſt die Form der Schienenſtühle (franz. coussinets; engl. chairs), in der Hauptſache beſteht aber jeder Stuhl aus einer Fußplatte DE, Fig. 534, womit er auf der Schwelle aufzuliegen kommt, und aus einem Sattel, in welchem die Schiene ABC ruht. Die Befeſtigung des Stuhles wird durch zwei Holzſchrauben oder eiſerne Bolzen bewirkt, zu welchem Zwecke die Fußplatte mit zwei Löchern (a) verſehen iſt. Die Schiene befeſtigt man durch trockene Holzkeile (FG) in dem Sattel. Man hat nicht nöthig, die Schienen auf jeder Schwelle mittels Stühle zu befeſtigen; es genügt, wenn nur an dem Zuſammenſtoß je zweier Schienenenden ein Stuhl in Anwendung kommt und die Befeſtigung auf den übrigen Schwellen mittels eiſerner Hakennägel erfolgt. Man legt auch wohl die zuſammenſtoßenden Schienenenden (AB) bloß auf eine einfache eiſerne Unterlagsplatte CD, wie Fig. 535, und befeſtigt dieſelben ſammt der Unterlagsplatte durch vier Hakennägel (wie a, b) mit der Schwelle. Um das Ausweichen der Schienen nach außen zu verhindern, bedient man ſich nicht ſelten auch der Krempelplatten, d. i. der Unterlagsplatten mit umgebogenem Rande, Fig. 536. Endlich verbindet man auch jetzt ſehr gewöhnlich die Schienenenden noch durch ſchmiedeeiſerne Laſchen von 1 Zoll Dicke, 2 Zoll Breite und 8 bis 12 Zoll Länge, die

Fig. 534.

man mittels 2 bis 4 ſtarker Schraubenbolzen, welche durch die Schienen Schienen und Schwellen.

Fig. 535.

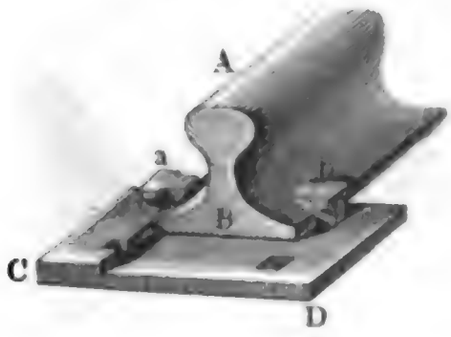
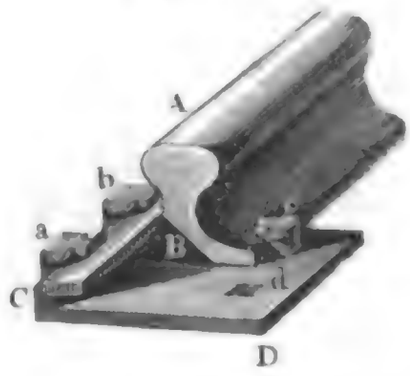
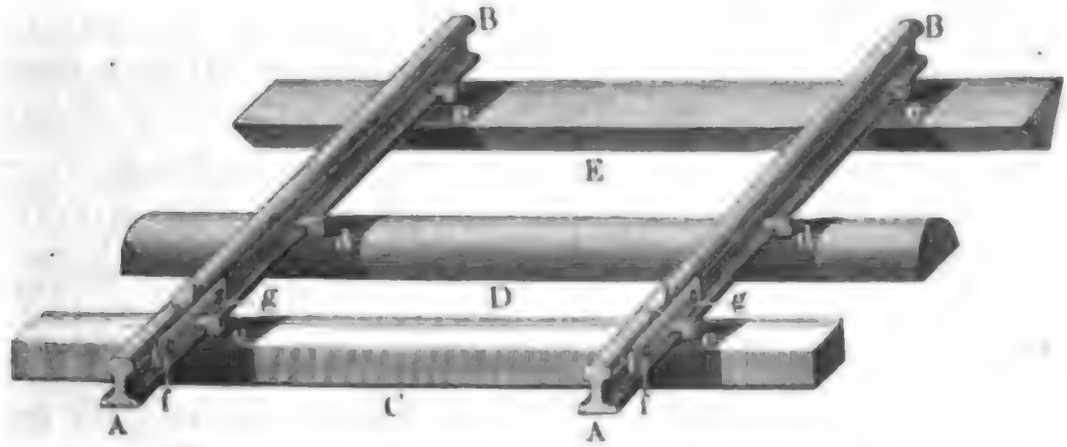


Fig. 536.



hindurchgehen, ſeitlich an die letzteren anſchließt. In Fig. 537 iſt die Auflagerung der Schienen auf dreierlei Querſchwellen, ſowie die Verbin-

Fig. 537.



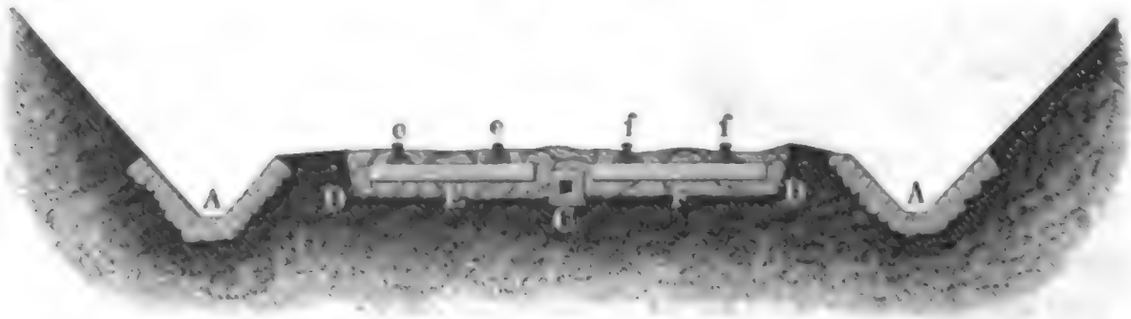
dung der Schienenenden mittels Laſchen und die Befeſtigung derſelben mittels Hakennägel auf den Schwellen vor Augen geführt. *A B*, *A B* ſind die Schienen, *C*, *D*, *E* drei Schwellen, *F*, *F* die Laſchen, welche die Schienenenden mit einander verbinden, *c*, *d*, *e* die Hakennägel zur Verbindung der Schienen mit den Schwellen und *f*, *g* ſtellen die Schrauben vor, womit die Laſchen an die Schienen angeſchloſſen ſind.

§. 266. Die Schwellen mit den Bahnſchienen und ihren Verbindungstheilen machen den ſogenannten Oberbau einer Eiſenbahn aus, wogegen die Bettung der Schwellen ſammt den dazu nöthigen Dämmen, Einſchnitten, Durchläſſen u. ſ. w. den ſogenannten Unterbau einer Schienenbahn bilden. Die Dämme, auf welche die Schwellen zu liegen kommen, haben, je nachdem ſie für Bahnen mit einem einfachen Geleiſe oder für ſolche mit Doppelgeleiſen beſtimmt ſind, eine Kronenbreite von mindeſtens 15 Fuß, oder eine ſolche von 24 bis 28 Fuß. Die Böſchung der Dämme iſt gewöhnlich $1\frac{1}{2}$- bis 2fußig. Zum Abziehen des Waſſers ſind nicht allein Gräben zu beiden Seiten des Dammes geführt, ſondern es werden wohl Unterbau.

Digitized by Google

Unterbau. auch Kanäle durch den Damm ſelbſt gelegt. In Fig. 538 iſt das Quer=

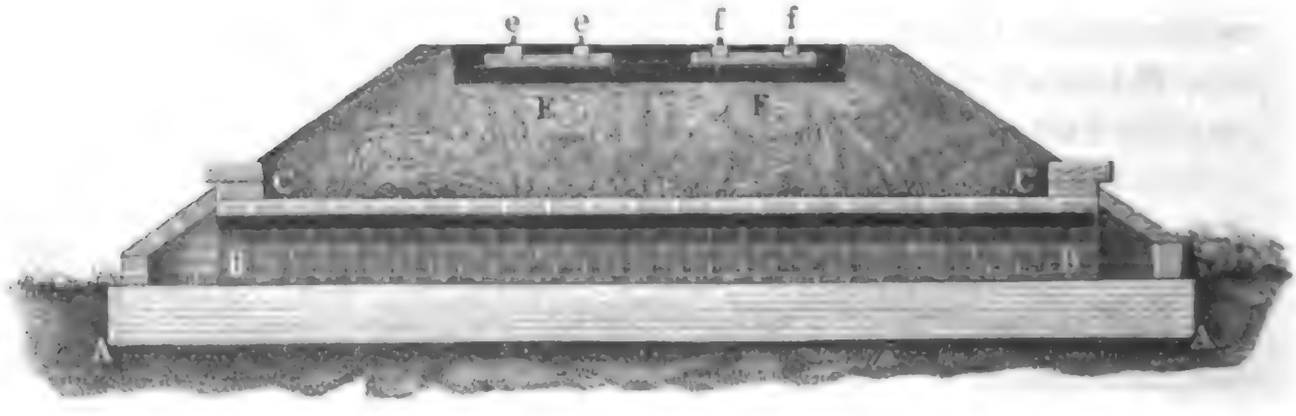
Fig. 538.



profil eines gewöhnlichen Eiſenbahndammes abgebildet. *A*, *A* ſind die Seitengräben, *C* iſt eine Anzucht oder ein bedecktes Steingerinne im Dammkörper, *D D* iſt die aus grobem Sande oder Gerölle oder kleinen Steinſtücken beſtehende Unterbettung der Schwellen, *E* und *F* ſind die Querſchwellen mit den Schienen *e*, *e* und *f*, *f*.

Zieht ſich die Eiſenbahn an einem Gehänge hin, oder überſchreitet dieſelbe Schluchten oder andere kleine Vertiefungen, ſo hat man zum Abführen des Waſſers ſogenannte Durchläſſe quer durch den Dammkörper hindurch zu führen. Bei niedrigen Dämmen ſind die Durchläſſe in die Dammkrone eingeſchnitten, und heißen dann Schienendurchläſſe; die Durchläſſe höherer Dämme hingegen liegen vollſtändig im Dammkörper. Sie ſind entweder Röhren=, oder Platten= oder Brückendurchläſſe. Im erſten Falle beſtehen ſie aus eiſernen oder ſteinernen Röhren, im zweiten ſind ſie mit Steinplatten bedeckt und im dritten Falle ſind ſie überwölbt. Das Querprofil eines Dammes mit einem Plattendurchlaß zeigt Fig. 539. Es iſt hier *A A* die Grundmauer, *B B* die eine Seiten=

Fig. 539.



mauer und *C C* die aus Steinplatten beſtehende Decke des höchſtens 3 Fuß breiten Durchlaſſes; auch ſieht man über *E* und *F* die neben einander liegenden Querſchwellen mit den Schienen *e*, *e* und *f*, *f*.

Bei Ueberſchreitung eines Baches oder Fluſſes iſt natürlich die Eiſenbahn auf eine Brücke zu legen. Wenn es geht, ſo legt man die Bahn=

Digitized by Google

linie in gerader Linie rechtwinklig gegen die Stromrichtung; nicht selten ist man jedoch auch genöthigt, die Eisenbahnbrücke schief oder wohl gar in einer Curve über ein fließendes Wasser zu führen. Am häufigsten wendet man steinerne Eisenbahnbrücken oder solche aus Ziegeln an, nächstdem aber auch eiserne und insbesondere schmiedeeiserne Brücken. Röhrenbrücken und Röhrenträgerbrücken (s. II., §. 55) wird man vorzüglich dann anwenden, wenn die Bahnlinie nicht hoch über den höchsten Stand des fließenden Wassers gelegt werden kann. Für steinerne Brücken von 5 bis 60 Fuß innerer Weite ist die gewöhnliche Stärke des Schlußsteins 15 bis 40 Zoll, und die Auflagerung der Schwellen 15 bis 32 Zoll; folglich liegt die Bahn im Ganzen $2\frac{1}{2}$ bis 6 Fuß über dem innern Gewölbscheitel, wogegen bei eisernen Brücken die Höhe der Bahn über der Scheitelfläche der Brückenöffnung nur $1\frac{1}{4}$ bis 3 Fuß beträgt und ohnedies die Zusammenziehung der letzteren an den Seiten wegfällt. Unterbau.

Um die Beaufsichtigung einer Eisenbahn nicht zu erschweren, überschreitet man Wege und Straßen nicht gern im Niveau der Bahnlinie, sondern führt die Bahn lieber über oder unter anderen Wegen weg. Bei Unterführung eines Feldwegs rechnet man für die hierzu nöthige Eisenbahnbrücke 12 Fuß Breite und eben soviel Höhe, und bei Unterführung einer Chaussee 18 bis 24 Fuß Brückenbreite und 15 bis 16 Fuß Höhe. Bei Ueberführung einer Straße ist die Regel zu befolgen, daß die freie lichte Höhe längs der ganzen Bahnbreite mindestens 15 Fuß betragen soll.

In Fig. 540 ist die Ueberführung einer Straße im Niveau der Eisen-

Fig. 540.

bahn abgebildet. Es ist ABC die zu diesem Zwecke gepflasterte Fahrstraße, und es sind D, D die Tragsteine für die Stühle, auf welchen die Schienen E, E ruhen. Diese Stühle befinden sich in rinnenförmigen Vertiefungen, welche zum Schutze der Schienen gegen das Anstoßen der Wagenräder auf beiden Seiten mit Eisenplatten f, f ausgefüttert sind.

Man überschreitet in der Regel mit den Eisenbahnen nicht folgende Steigungsverhältnisse:

Digitized by Google

Unterbau.

im flachen Lande . . . . . $\alpha = \frac{1}{200}$,

im hügeligen Lande . . . . $\alpha = \frac{1}{100}$,

im Gebirge . . . . . $\alpha = \frac{1}{40}$,

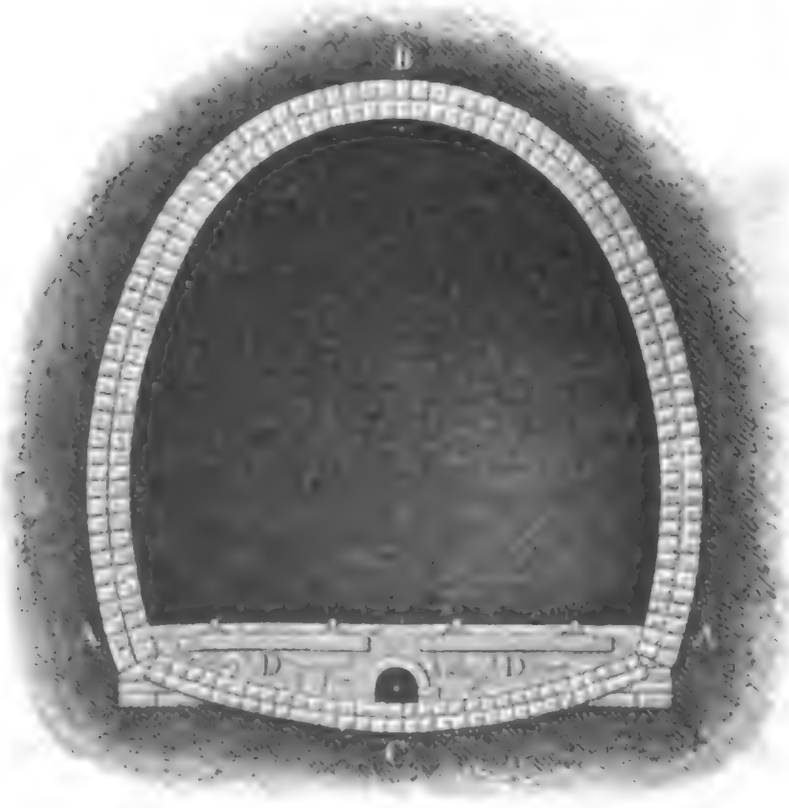
und geht nur ausnahmsweise unter folgende Curvenhalbmesser herunter:

im flachen Lande . . . . $r = 3600$ Fuß,
im hügeligen Lande . . . $r = 2000$ »
im Gebirge . . . . . $r = 1200$ »

Die kleinsten Radien sind 600 Fuß.

Diesen Forderungen einer zweckmäßigen Bahnlinie kann in vielen Fällen entweder nur durch längere Einschnitte und Tunnels, oder durch höhere Dämme und Viaducte Genüge geschehen. Es ist sehr zweckmäßig, wenn die Eisenbahnlinie in einer Höhe fortläuft, bei welcher das bei den Einschnitten oder Abträgen (franz. déblais; engl. cuttings) gewonnene Material zu Aufträgen oder zum Auffüllen der Dämme (franz. remblais; engl. embankments) in der Nähe wieder verwendet werden kann. Meist transportirt man die gewonnenen Erdmassen nicht über 2500 Fuß, und nur höchst selten 4000 bis 5000 Fuß. Die Tunnels (Stollen) oder gänzlich unterirdischen Schienenwege kommen nur dann zur Anwendung, wenn die Einschnitte wegen ihrer großen Tiefe und Weite zu kostspielig sind. Das Querprofil eines Tunnels zeigt Fig. 541. Man sieht in ABA die den Tunnelraum umschließende Mauer, und in ACA die Mauer zum Schutze der Sohle. Ueber der letzteren befindet sich die gewöhnliche Schwellenbettung DD, in welcher noch ein Abzugsgraben ausgemauert ist. Die Höhe und Weite des aus Kreisbögen zusammengesetzten Gewölbes ist meist 25 Fuß und die Mauerstärke $1\frac{1}{2}$ Fuß.

Fig. 541.

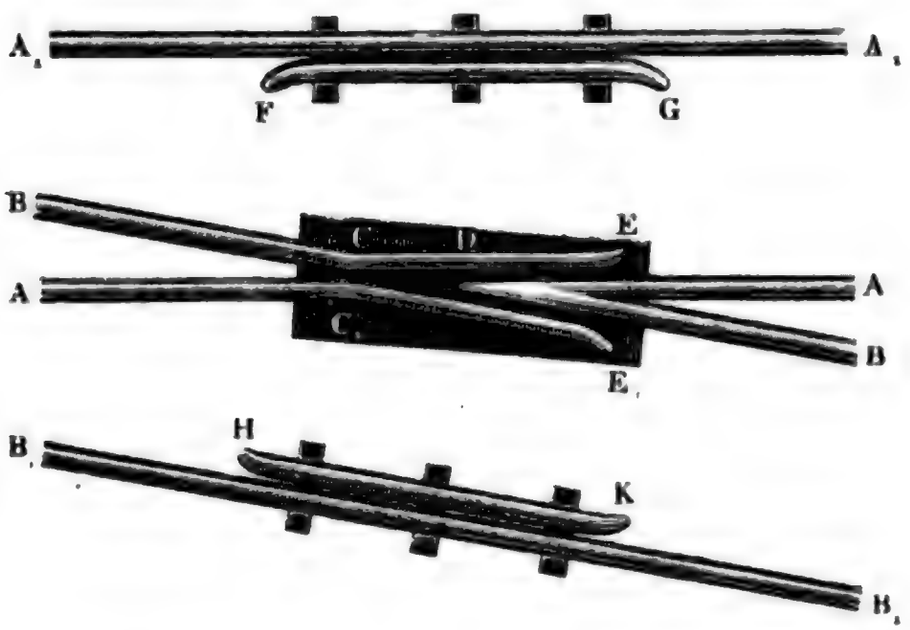


Digitized by Google

Die Viaducte oder Landbrücken kommen beſonders dann in Anwendung, wenn die maſſiven Dämme ſehr hoch und deshalb ſehr koſtbar ausfallen würden, oder dieſelben ohnedies Futtermauern und Durchläſſe erhalten müßten. Unterbau.

§. 267. Es iſt oft nöthig, daß eine Eiſenbahn eine andere durchſchneide, oder daß ſich eine und dieſelbe Bahnlinie in zwei getrennte Schienenwege auflöſe, oder daß endlich zwei getrennte Eiſenbahnen durch eine dritte mit einander verbunden werden; in allen dieſen Fällen ſind gewiſſe Vorrichtungen oder Mechanismen nöthig, welche wir im Folgenden näher kennen lernen werden. Durchſchneiden ſich zwei Eiſenbahnen, ſo kommen vier Punkte vor, wo ſich je zwei einzelne Schienenſtränge durchkreuzen. In dieſen Kreuzpunkten iſt, damit der Spurkranz an den Wagenrädern ungehindert laufen könne, jede der beiden Stränge auf eine kurze Diſtanz unterbrochen, und um bei Ueberſchreitung eines ſolchen Punktes die richtige Bewegung der Räder auf der Bahn zu ſichern, bringt man noch ſogenannte Zwangſchienen (franz. contre-rails; engl. guard-rails) an, welche in der Nähe dieſer Kreuzpunkte ein Stück innerhalb der Hauptſchienen fortlaufen, und die Spurkränze gegen dieſe andrücken. In Fig. 542 iſt die Horizontalprojection eines ſolchen Eiſenbahnſchienenkreuzes Verbindung getrennter Schienenbahnen.

Fig. 542.



abgebildet. Die beiden inneren Stränge $A\,A$ und $B\,B$ durchkreuzen ſich bei $C\,D$, wo alſo auch eine kurze Unterbrechung beider Schienen vorhanden iſt; $F\,G$ und $H\,K$ ſind die Zwangsſchienen, welche an den inneren Seiten der äußeren Schienenſtränge $A_1\,A_1$ und $B_1\,B_1$ hinlaufen; und als ſolche dienen auch die Schienenanſätze $C\,E$ und $C_1\,E_1$, welche äußerlich

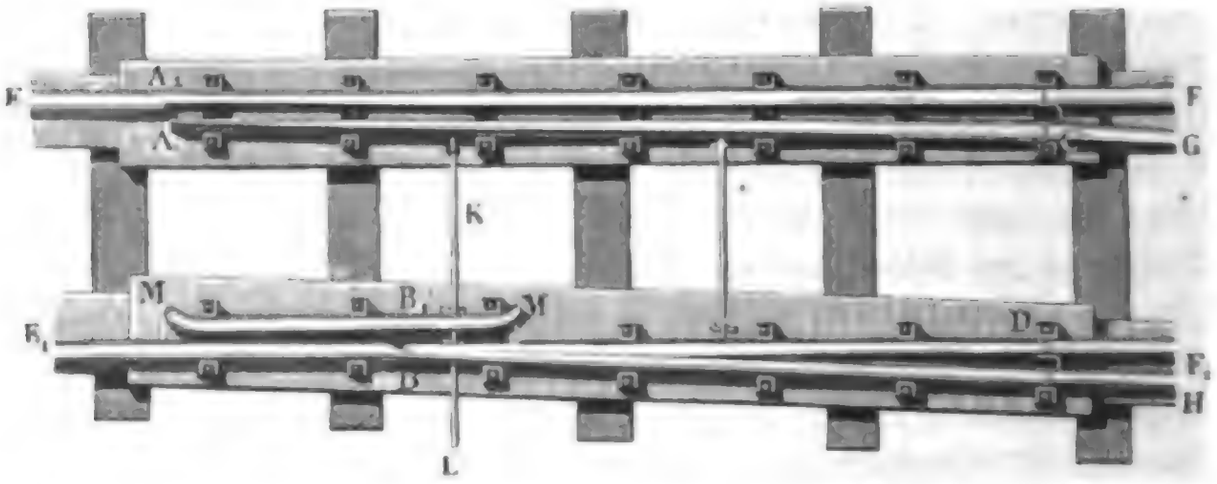
Digitized by Google

Verbindung getrennter Schienenbahnen.

ein Stück an den Schienenenden DA und DB hinlaufen und mit denſelben auf einer Eiſenplatte $C_1 DE_1$ feſtſitzen.

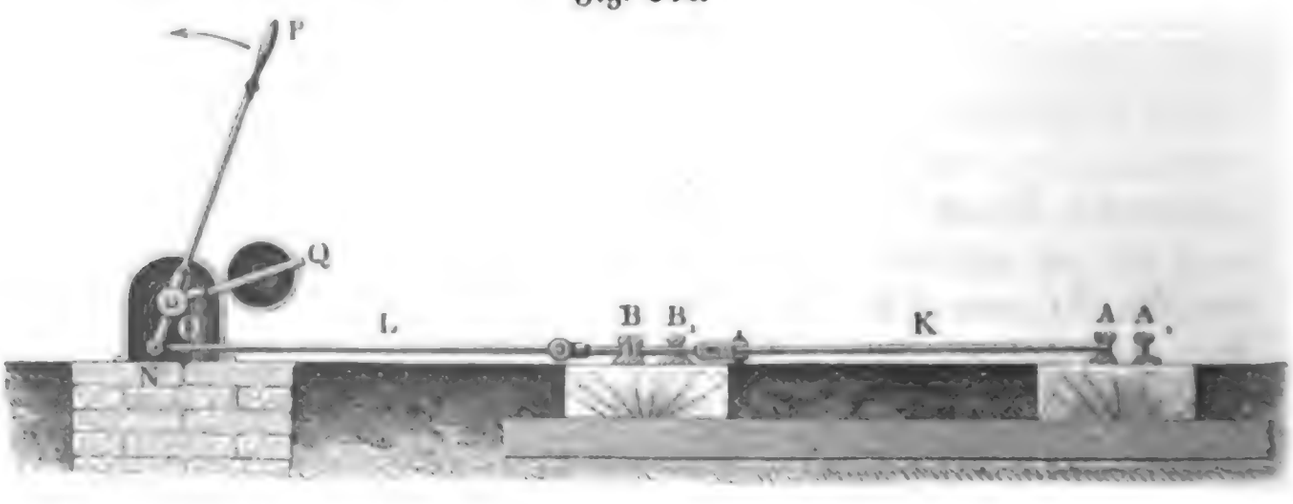
An den ſogenannten Ausweichepläßen, d. i an denjenigen Stellen, wo zwei Bahnen auseinander gehen, oder wo von einer Bahn eine Seitenbahn abgeht, iſt ein durch die Hand zu ſtellender Mechanismus nöthig, durch welchen es möglich gemacht wird, daß der Wagenzug nach Belieben auf der einen oder auf der anderen Bahn fortgeht. Die Einrichtung einer ſolchen Eiſenbahnweiche (engl. switch) iſt aus Fig. 543 zu er-

Fig. 543.



ſehen. Die weſentlichen Theile derſelben beſtehen aus zwei Zungen (franz. aiguilles; engl. tongues) CA und DB, welche nach Belieben in die eine oder in die andere Bahnrichtnng geſtellt werden können und zu dieſem Zwecke bei C und D entweder um Bolzen drehbar oder durch Stahlfedern an die nebenanliegenden Schienen angeſchloſſen ſind. Bei der in der Figur angedeuteten Stellung der Zungen geht der Zug ungehindert auf dem Hauptgleiſe EF, E_1F_1 fort; ſoll er dagegen in die Seitenbahn AG, BH einlaufen, ſo ſchiebt man die Zungen mittels der Stange KL auswärts, ſo daß A bei A_1 an den Hauptſtrang und B bei B_1 an die Zwangſchiene MM anzuliegen kommt. Den Mechanismus zur Stellung der Zungen führt Fig. 544 vor Augen Es iſt auch hier KL die Zug-

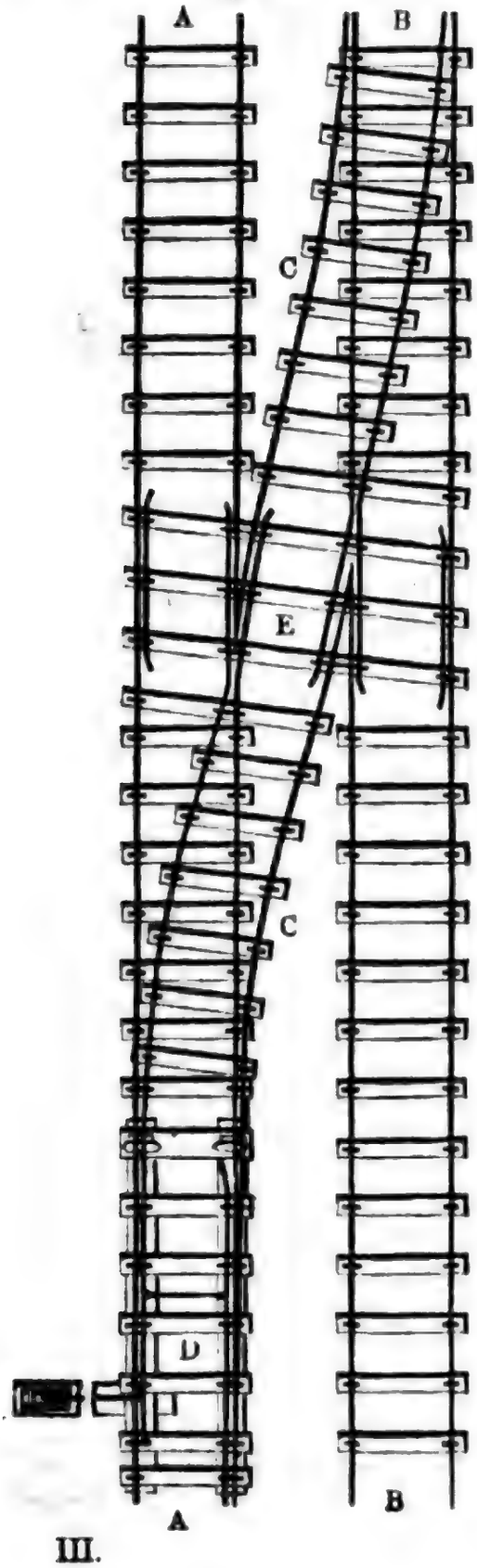
Fig. 544.



stange, und es sind A und B die Zungenenden, welche durch diese Stange nach Belieben an die festliegenden Schienen A_1, B_1 angeschoben oder von denselben abgezogen werden können. Zur Bewegung der Stange KL dient der um O drehbare Hebel NOP, welcher mit einer Handhabe P ausgerüstet ist und ein Gegengewicht Q trägt, welches die Zungen von selbst in die in der Figur angegebene Stellung bringt, wobei der Wagenzug der Hauptlinie folgt. Soll hingegen dieser Zug in die Seitenlinie einlaufen, so dreht man den Hebel in der Richtung des Pfeiles, wobei die Zungen ihre gewöhnliche Stellung verlassen und sich an A_1 und B_1 anlegen.

Verbindung getrennter Schienenbahnen.

Fig. 545.



In Fig. 545 sind noch zwei nebeneinander laufende Hauptbahnen AA, BB, mit einer zwischenliegenden Seitenbahn CC, durch welche man von der einen Hauptbahn auf die andere übergehen kann, abgebildet. Diese Zwischenbahn ist mit jeder Hauptbahn durch eine Weiche mit beweglichen Zungen verbunden und durchschneidet mit ihren beiden Spuren die inneren Geleise der Hauptbahn. Eine solche Weiche ist bei D abgebildet und das gedachte Bahnlinienkreuz mit den nöthigen Zwangschienen ersieht man bei E.

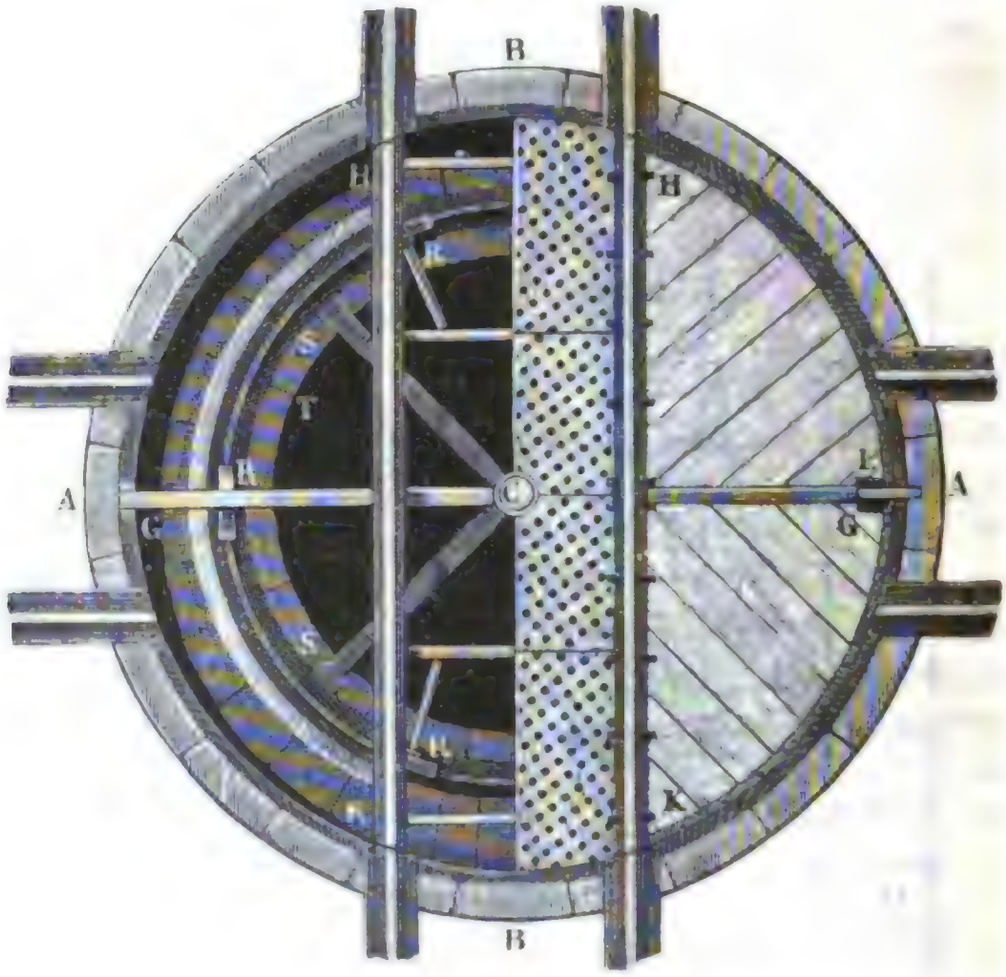
In den Bahnhöfen (franz. gares; engl. stations), wo man wegen Mangel an Platz die verschiedenen Bahnstränge nicht unter so kleinen Winkeln zusammenstoßen lassen kann, als für die Anwendung gewöhnlicher Weichen nöthig ist, bedient man sich der sogenannten Drehscheiben (franz. plaques tournantes; engl. turntables), um einen Wagen von einer Schienenbahn auf die andere zu bringen. Diese Drehscheiben sind runde Tische von 12 bis 16 Fuß Durchmesser, welche um einen in ihrer Mitte angebrachten vertikalen Zapfen drehbar und dadurch geschickt sind, den auf ihnen stehenden

Digitized by Google

Verbindung getrennter Schienenbahnen.

Wagen aus einer Bahnrichtung in die andere zu bringen. Fig. 546 iſt

Fig. 546.



der Grundriß einer zur Hälfte aufgedeckten Drehſcheibe, und Fig. 547 ein

Fig. 547.

vertikaler Durchſchnitt derſelben. Die beiden Eiſenbahnen AA und BB, welche durch die Drehſcheibe mit einander in Verbindung geſetzt werden, ſchneiden ſich hier unter einem Rechtwinkel. Der Stift C dieſer Drehſcheibe bewegt ſich in einem Zapfenlager D, welches auf einem ſtarken gußeiſernen vierarmigen Träger EE ruht. Uebrigens beſteht die Drehſcheibe aus drei gußeiſernen Rippen FK, FK und GG, wovon die erſten

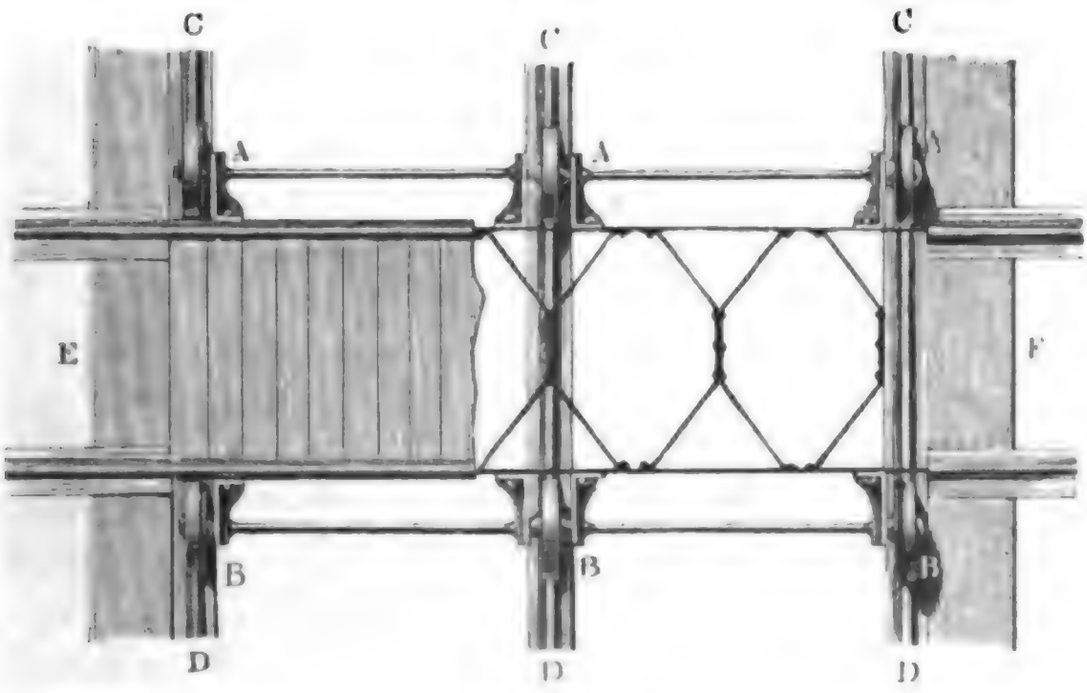
Digitized by Google

beiden zugleich als Stütze der Schienen HK, HK dienen, und iſt in der Mitte mit Gußeiſenplatten und zu den Seiten mit Holzbohlen bedeckt. Um die Drehung der Scheibe ſammt ihrer Belaſtung ſo leicht wie möglich zu bewirken, unterſtützt man ſie noch an ihrem Umfange durch ſechs coniſche Räder R, R, R u. ſ. w., deren Umdrehungsaxen nach der Axe des Stiftes C gerichtet ſind, und deren Zapfenlager theils unmittelbar, theils mittelbar an den drei Hauptrippen der Drehſcheibe feſtſitzen. Dieſe Räder laufen auf einer kreisrunden Eiſenbahn SS, welche den gußeiſernen Träger EE umſchließt und mit ihm auf demſelben Fundamente TT ruht. Will man die Zapfenreibung der Rollen R, R . . auf ihr Minimum zurückführen, ſo kann man auch die Drehſcheibe ſelbſt mittels eines auf ihrer unteren Fläche aufgeſetzten Kranzes auf den Frictionsrollen R, R . . aufruhen laſſen. Dann iſt hauptſächlich nur die rollende Reibung zwiſchen den Rollen und den ſie umfaſſenden Kränzen zu überwinden.

Verbindung getrennter Schienenbahnen.

Die ſogenannten Schiebebrücken erfüllen einen ähnlichen Zweck wie die Drehſcheiben; es laſſen ſich durch dieſelben die Wagen leicht aus den Remiſen und von einer Bahn auf eine andere Parallelbahn bringen. Den Grundriß einer ſolchen Schiebebrücke führt Fig. 548 vor Augen.

Fig. 548.



Sie iſt aus Blechrippen zuſammengeſetzt und ruht auf ſechs Rädern A, A, A und B, B, B, die auf drei parallelen in einer Grube liegenden Schienen CD, CD, CD laufen. Dieſe Grube durchſchneidet das Eiſenbahnſyſtem rechtwinkelig, und es läßt ſich daher die Brücke leicht von einer Schienenbahn wie z. B. EF, nach der anderen ſchieben. Man hat kürzere und längere Schiebebrücken; erſtere dienen zur Verſetzung der Perſonen- und Güterwagen und letztere zur Verſchiebung der Dampfwagen

Digitized by Google

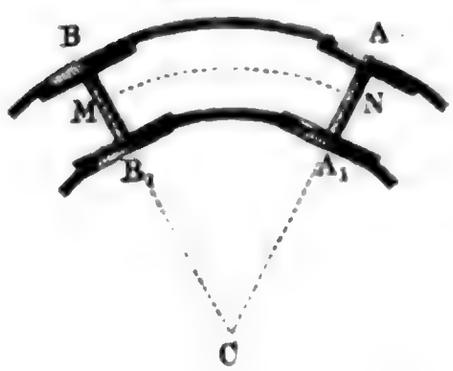
sammt Tender. Jene lassen sich mit der bloßen Hand bewegen, diese erhalten hingegen ein durch eine Kurbel in Bewegung zu setzendes Triebwerk.

Eisenbahnwagenräder.

§. 268. Die Räder der Eisenbahnwagen weichen in mehrfacher Beziehung von den gewöhnlichen Wagenrädern (s. §. 257) ab. Damit diese Räder nicht von der Schienenbahn abgleiten, erhalten sie an ihrem äußeren Umfange eine ring- oder wulstförmige Erhöhung, den sogenannten Spurkranz (franz. le boudin; engl. the flange) von circa $1\frac{1}{2}$ Zoll Breite und 1 Zoll Dicke, womit sie sich an die innere Seite der Schienen anlegen. Auch erfordert die Sicherheit der Bewegung auf der Schienenbahn, daß die zwei Räder einer jeden Axe fest und zwar genau im rechten Winkel mit dieser Axe verbunden seien, daß sich also die Eisenbahnwagenräder mit ihren Naben nicht um eine feste Axe drehen, sondern daß die letztere in Lagern läuft, welche mit dem Wagengestelle fest verbunden sind. Diese feste Verbindung der Wagenräder mit ihrer Axe macht, daß sich beide Räder mit einerlei Geschwindigkeit umdrehen, was auch dann, wenn die beiden Räder gleich hoch sind, bei der Bewegung in einer geraden Bahn ohne nachtheilige Folgen ist. Anders stellt sich aber das Verhältniß heraus, wenn sich das Räderpaar in einer Curve bewegt. Hier muß das Rad auf der äußeren Schiene einen größeren Weg machen als das Rad auf der inneren Schiene, und es müssen deshalb beide Räder außer ihrer wälzenden Bewegung auch noch eine kleine gleitende Bewegung auf den Schienen annehmen, und zwar das äußere Rad in und das innere Rad entgegengesetzt der Bewegungsrichtung des ganzen Wagens.

Ist $CM = CN = r$ der mittlere Curvenhalbmesser, $AA_1 = BB_1 = b$ der innere Abstand der beiden Schienen oder der Spurkränze beider Räder von einander, und $MN = s$ ein gewisser Weg der Radaxe, so haben wir für die entsprechenden Wege der Räder A und B:

Fig. 549.



$$AB = \left(\frac{r + \frac{1}{2}b}{r}\right)s = s + \frac{bs}{2r}$$

und

$$A_1B_1 = \left(\frac{r - \frac{1}{2}b}{r}\right)s = s - \frac{bs}{2r},$$

und folglich den Weg des Schleifens eines jeden Rades:

$$AB - s = s - A_1B_1 = \frac{bs}{2r}.$$

Ist endlich Q die ganze Belastung der Radaxe und φ der Coefficient der gleitenden Reibung der Räder auf den Schienen, so haben wir die

Digitized by Google

Arbeit, welche auf diese Reibung während Durchlaufung des Weges s zu verwenden ist: Eisenbahnwagenräder.

$$L_1 = \varphi Q \cdot \frac{b s}{2 r},$$

und folglich die entsprechende Vergrößerung der Zugkraft, und zwar für beide Räder zusammen:

$$P = \frac{2 L_1}{s} = \frac{b}{r} \varphi Q.$$

Dieser Widerstand wächst umgekehrt wie der Curvenhalbmesser; deshalb soll man den letzteren immer möglich groß zu machen suchen. Für die gewöhnliche Spurweite b von $56\frac{1}{2}$ Zoll und den Curvenhalbmesser $r = 600$ Fuß fällt, da φ im Mittel $= 0{,}18$ gesetzt werden kann, dieser Widerstand des Schleifens $\frac{56{,}5}{600 \,.\, 12} \cdot 0{,}18\, Q = 0{,}0014\, Q$ aus.

Um dieses Schleifen der Räder auf den Schienen zu vermeiden oder so viel wie möglich herabzuziehen, giebt man den Rädern einen Spielraum von circa $\frac{3}{4}$ Zoll zwischen den Schienen, giebt auch den Radkränzen an ihrem Umfange, mit welchem sie auf den Schienen laufen, eine Conicität von circa $\frac{1}{20}$, dergestalt, daß sie bei einer Breite von 4 Zoll in der Nähe des Spurkranzes einen Durchmesser erhalten, welcher den Durchmesser an der äußeren Seite um $2 \,.\, 4 \,.\, \frac{1}{20} = 0{,}4$ Zoll übertrifft, und giebt endlich auch der Schienenoberfläche eine gleiche Neigung oder krümmt deren Querprofil nach einem Halbmesser von 5 bis 7 Zoll. Während sich nun das Räderpaar auf einer geraden Bahnstrecke so stellt, daß der Spielraum zwischen dem Spurkranze und der Schiene zu beiden Seiten gleich, also circa $\frac{3}{8}$ Zoll ist, rückt das Räderpaar beim Eintritte in eine Curve in der Richtung seiner Axe auswärts, so daß der Spielraum an der inneren Schiene ein größerer und der an der äußeren Schiene ein kleinerer wird, oder wohl gar ganz verschwindet, und folglich das äußere Rad mit einem größeren Umfange auf den Schienen fortrollt, als das innere Rad. Ist die Größe des mittleren Raddurchmessers d und die Veränderung desselben beim Eintritte in die Curve $= \pm \delta$, so haben wir für den Fall, daß die Räder bloß rollen, folgende leicht zu beweisende Proportion:

$$\frac{r}{b} = \frac{d}{2 \delta},$$

und folglich den entsprechenden Curvenhalbmesser der Bahn:

$$r = \frac{d}{2 \delta} b.$$

Für $d = 40$ Zoll, $\delta = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot 0{,}4 = 0{,}075$ Zoll, und $b = 56\frac{1}{2}$ Zoll ist folglich:

Digitized by Google

Eiſenbahnwagenräder.

$$r = \frac{40 \,.\, 56{,}5}{0{,}15} = 15067 \text{ Zoll} = 1255 \text{ Fuß}.$$

Wenn alſo der Curvenhalbmeſſer einer ſolchen Eiſenbahn unter 1255 Fuß iſt, ſo findet trotz der Conicität der Räder noch ein, wenn auch bedeutend kleineres Schleifen der Räder auf den Schienen ſtatt.

Uebrigens hat die Conicität der Räder noch den Vortheil, daß durch ſie dem Andrücken der Spurkränze an die Schienenbahn vorgebeugt und die daraus entſpringende Reibung vermieden oder wenigſtens herabgezogen wird.

Eine Hauptrolle ſpielt bei der Bewegung eines Wagens oder eines Räderpaares in einer Curve noch die Centrifugalkraft der belaſteten Radaxe. Iſt c die Geſchwindigkeit derſelben in der Curve, ſo haben wir bekanntlich (ſ. I., §. 246) die Centrifugalkraft der Laſt Q:

$$P = \frac{c^2}{g\,r}\,Q.$$

Dieſe Kraft drückt nicht allein das äußere Rad mit ſeinem Spurkranze gegen die Schiene, ſondern giebt auch der Laſt, da ſie nicht in der Axe ſelbſt, ſondern über derſelben liegt, ein Beſtreben zum Umkippen, vermöge deſſen der Vertikaldruck auf der äußeren Schiene vergrößert und der auf der inneren Schiene verkleinert wird. Um dieſe nachtheiligen Wirkungen der Centrifugalkraft zu beſeitigen, hat man nur nöthig, die äußere Schiene B, Fig. 550, um eine gewiſſe Höhe $BC = h$ über der inneren Schiene A, und zwar ſo zu legen, daß die Mittelkraft R, welche aus dem Gewichte Q und aus der Centrifugalkraft P reſultirt, rechtwinkelig gegen die normale Verbindungslinie AB der beiden Schienenflächen A und B ſteht. Dies bedingt aber die Proportion:

Fig. 550.

$$\frac{BC}{AB} = \frac{P}{Q}, \text{ d. i. } \frac{h}{b} = \frac{c^2}{g\,r};$$

es iſt folglich die geſuchte Höhe $h = \dfrac{c^2\,b}{g\,r}$.

Da dieſe Höhe mit dem Quadrate der Geſchwindigkeit wächſt, ſo kann natürlich auch nur bei einer gewiſſen Fahrgeſchwindigkeit die Schienenlage die richtige ſein. Die ſeitliche Verſchiebung der an ihrem Umfange coniſch abgedrehten Räder auf der äußeren Seite bewirkt eine Erhebung der Axe um $\frac{\delta}{2}$ und auf der inneren Seite eine gleichgroße Senkung, folglich wird

Eiſenbahnwagenräder.

ſchon dadurch die Axe am äußeren Ende um $2 \cdot \frac{\delta}{2} = \delta$ über der inneren Axe erhöht, und es bleibt demnach nur noch die erforderliche Erhebung der äußeren Schiene über der inneren:

$$h_1 = h - \delta = \frac{c^2 b}{g r} - \delta.$$

Was das Material anlangt, aus welchem die Eiſenbahnräder beſtehen, ſo wendet man nur noch bei Menſchen- und Pferdeeiſenbahnen aus dem Ganzen gegoſſene Räder von Gußeiſen an, bei Eiſenbahnen, welche mit Dampfkraft betrieben werden, macht man dagegen jetzt die Räder entweder ganz oder wenigſtens größtentheils aus Schmiedeeiſen. Die gewöhnliche Zuſammenſetzung ſolcher Räder iſt folgende: $A\,A$, Fig. 551 und 552,

Fig. 551.

I

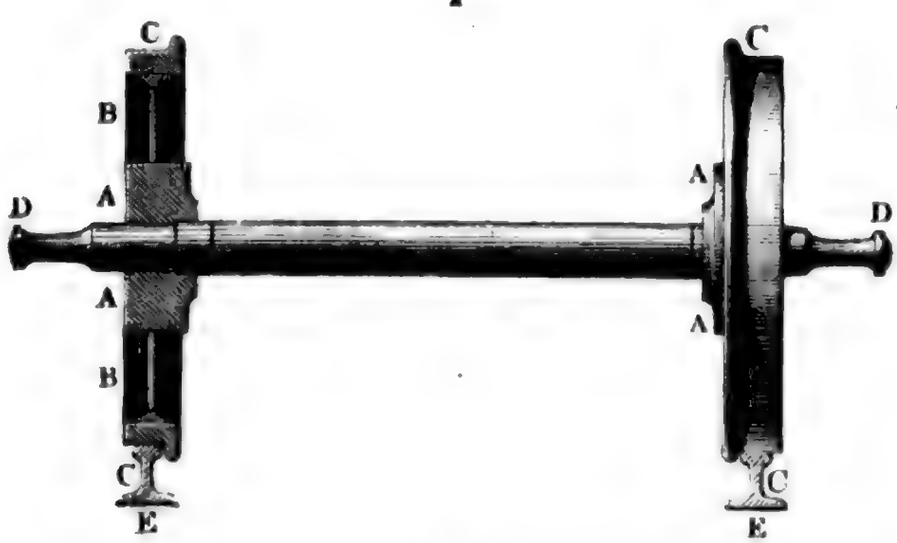
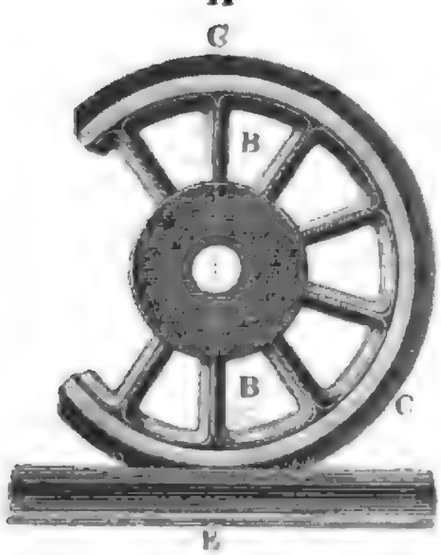


Fig. 552.

II



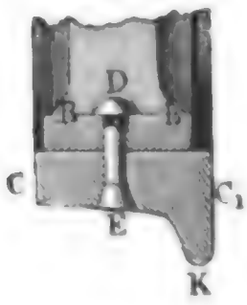
iſt die gußeiſerne Nabe, B, B u. ſ. w. ſind die ſchmiedeeiſernen Speichen und $C\,C$ iſt der die Speichenenden umſchließende Radreifen oder Radkranz. Verwendet man gewalztes Eiſen zu den Speichen, ſo ſetzt man das ganze Speichenſyſtem aus lauter hufeiſenförmigen Stücken mit T-förmigen Querſchnitten zuſammen, die zu je zweien zuſammengenietet eine Speiche geben. Dieſes Speichenſyſtem wird im Guſſe mit der Nabe feſt verbunden, wogegen man den Radkranz auf dem mittleren Theil der hufeiſenförmigen Stücke aufnietet. Die Art und Weiſe dieſer Verbindung iſt aus Fig. 553 (a. f. S.) beſon-

Digitized by Google

Eisenbahnwagenräder.

ders zu ersehen. BB ist das Mittelstück zwischen je zwei Speichen, CC_1 der Radreifen mit seinem Spurkranze C_1K, und DE der Nietbolzen. Verwendet man bloßes Schmiedeeisen zu den Radspeichen, so giebt man diesen auch wohl bloß eine T-Form, und schweißt dieselben an ihren oberen Enden zusammen, während man die unteren Enden ebenfalls in die Nabe eingießt. Noch mehr Solidität erhält man endlich, wenn man an die inneren Speichenenden Eisenstücke anschmiedet und aus diesen die Nabe zusammenschweißt.

Fig. 553.



Die Fig. 551 zeigt noch in DD die schmiedeeiserne Radaxe mit ihren Zapfen oder Axenschenkeln D, D, auf welche das Wagengestelle mittels besonderer Lager zu ruhen kommt; auch bemerkt man in E, E die Schienen, worauf die beiden Räder laufen.

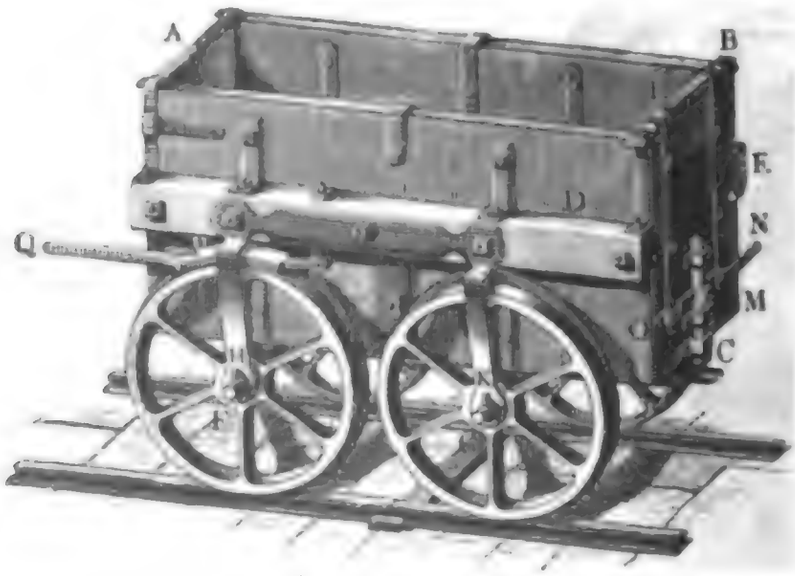
Die Höhe der Räder ist 3 bis $3\frac{1}{2}$ Fuß, die Stärke einer Axe innerhalb der Nabe 4 und in der Mitte $3\frac{5}{8}$ Zoll, ferner die Stärke eines Axenschenkels $2\frac{5}{8}$ Zoll und die Länge desselben 5 Zoll. Die größte Bruttobelastung einer Wagenaxe wird zu 90 Centnern angenommen.

Eisenbahnwagen.

§. 269. Fracht- und Personenwagen auf Eisenbahnen erhalten in der Regel je zwei Axen mit je zwei Rädern, dagegen Dampfwagen je drei Axen mit sechs Rädern. Diese Axen sind entweder fest mit dem Untergestelle des Wagens verbunden oder das letztere ruht mittels Stahlfedern auf den ersteren. Die erstere Verbindungsweise kommt nur bei Eisenbahnwagen vor, welche durch Menschen oder Pferde in Bewegung gesetzt werden und zum Fördern von Erd- oder Gesteinsmassen u. s. w. dienen.

In Fig. 554 ist ein derartiger Wagen abgebildet, welcher beim Bergbau zur Berg- oder Erzförderung gebraucht wird, und entweder durch einen Arbeiter fortgeschoben oder in Verbindung mit mehreren dergleichen Wa-

Fig. 554.



Digitized by Google

gen von einem Pferde fortgezogen werden kann. Das Gefäß zur Aufnahme der Fördermasse besteht in einem parallelepipedischen Holzkasten ABC, welcher am Boden und an den beiden Seiten durch Langschwellen C, D, E, sowie auch noch durch eine Menge von eisernen Schienen und Bändern verstärkt wird. Dieser Kasten ruht mit seinem Boden auf den Radaxen F und G, und ist auch noch durch die eisernen Schienen H und K mit den letzteren verbunden. Die Füllung desselben erfolgt von oben und zwar in der Regel aus einer sogenannten Rolle, d. i. aus einem Behältnisse, in welchem die Fördermasse angesammelt wird, und welches unten mit Thüren oder Schiebern versehen ist, die während der Füllung des Wagens offen zu erhalten sind. Das Entleeren des Wagens wird durch eine Thür bewirkt, welche die ganze Hinterwand des Wagenkastens bildet und um eine horizontale Axe L drehbar ist. Zum Verschließen dieser Thür dient ein eiserner Riegel M, der mittels eines Hebels NO aufgezogen oder niedergelassen werden kann. Um beim Abwärtsfahren die beschleunigte Bewegung des Wagens zu moderiren, ist endlich noch ein eiserner Brems P an den Wagenkasten angeschlossen, welcher mittels der Handhabe Q auf den Umfang des einen Rades aufgedrückt werden kann. Die Spurweite der Eisenbahnen, auf welchen diese Wagen laufen, ist 3 bis 4 Fuß, die Länge des Wagenkastens $4\frac{1}{2}$ bis 6 Fuß, die Höhe desselben $2\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$ Fuß, und seine Weite $2\frac{1}{4}$ bis $3\frac{1}{4}$ Fuß; die Höhe der gußeisernen Räder beträgt nur 2 bis 3 Fuß. Eisenbahnwagen.

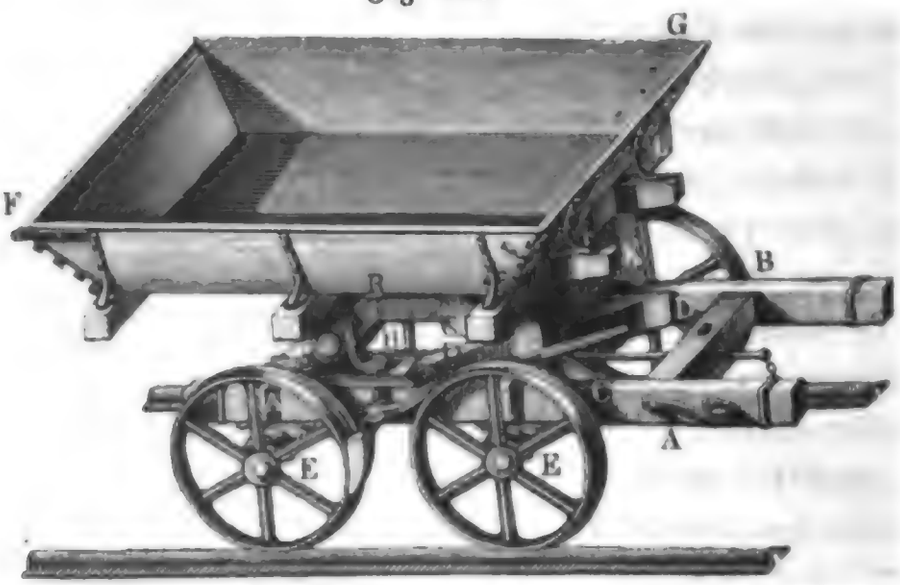
Eine andere Art von Eisenbahnwagen sind diejenigen, welche bei Anlegung von Eisenbahnen zum Transport der Erdmassen auf einer sogenannten Dienst- oder Interimsbahn dienen. Die Kästen dieser Wagen sind in der Regel, um sie leicht und schnell entleeren zu können, um eine horizontale Axe drehbar, weshalb man auch diese Wagen gewöhnlich unter dem Namen Wippwagen kennt. Eine monodimetrische Abbildung von diesen Wagen zeigt Fig. 555 (a. f. S.). Das Untergestell dieses Wagens ist ein Rahmen, welcher aus zwei Langschwellen AA, BB, zwei Querhölzern AB, AB und zwei Diagonalhölzern CC, DD zusammengesetzt ist. Auf den ersteren sind die gußeisernen Lager E, E für die schmiedeisernen Radaxen festgeschraubt. Der Wagenkasten FG ist pyramidalisch geformt, ist unten circa 5 bis 6 Fuß lang und breit und hat eine Tiefe von $1\frac{1}{2}$ Fuß, und einen Fassungsraum von circa 70 Cubikfuß, oder circa 40 Centner Erdmasse. Zum Umschlagen oder Wippen dieses Kastens dienen zwei starke Charniere, wie z. B. H, welche theils durch eiserne Fußgestelle, die auf dem Untergestelle festsitzen, und theils durch eiserne Backen, welche auf einem Querholze im Boden des Kastens festgeschraubt sind, gebildet werden. Zur weiteren Unterstützung des Kastens dienen ferner noch zwei Querschwellen K und L, wovon die eine auf dem Untergestelle

Digitized by Google

Eisenbahnwagen.

und die andere auf dem Boden des Kastens befestigt ist. Damit der Kasten während des Transportes nicht umkippe, ist an der Schwelle *K* eine Schloßhaspe und an der Schwelle *L* ein Schloßband befestigt; wird nun das letztere mit seinem Auge über die Haspe weggelegt und durch dieselbe ein Bolzen gesteckt, so ist dadurch die feste Verbindung des Kastens mit dem Untergestelle bewirkt. Man bedient sich der Dienstbahnen nur dann, wenn die Förderwege mindestens 3000 Fuß betragen. Gewöhnlich ziehen auf denselben zwei Pferde drei beladene Wagen, wogegen ein Dampfwagen deren zwanzig auf ein Mal fortschafft.

Fig. 555.



Bei den Eisenbahnwagen, welche durch Dampfkraft in Bewegung gesetzt werden, sind die Zapfenlager nicht mit dem Untergestelle fest verbunden, sondern sie tragen das Untergestelle mittels der sogenannten Druckfedern, welche in ihrer Mitte mit dem Zapfenlager und an ihren Enden mit dem Untergestelle fest verbunden sind. Um die seitliche Verrückung der Lager zu verhindern, werden dieselben noch von einer schmiedeeisernen Senkrechtführung eingeschlossen, welche an das Untergestelle festgeschraubt ist. Dieselbe Verbindungsweise kommt auch bei den Dampfwagen vor, weshalb hier die specielle Behandlung derselben übergangen werden kann.

Seilbahnen.

§. 270. Die Dampfmaschinen, welche zum Fortschaffen der Eisenbahnwagen dienen, sind entweder stationäre oder locomotive. In der Regel bedient man sich, der Einfachheit wegen, der letzteren oder sogenannten Dampfwagen (franz und engl. locomotives) und nimmt nur dann zu den stehenden Dampfmaschinen seine Zuflucht, wenn die Eisenbahn ein starkes Ansteigen hat oder eine sogenannte schiefe Ebene (franz. rampe; engl. ramp) bildet, auf welcher der Dampfwagen nicht hinaufsteigen kann. Die stehenden Dampfmaschinen sind uns schon aus Band II., Abschn. II., Kap. IV. u. s. w. bekannt. Je nach der Art und Weise, wie sie die Wagen fortbewegen, hat man entweder sogenannte

Digitized by Google

Seileiſenbahnen oder atmoſphäriſche Eiſenbahnen.

Seilbahnen.

Bei den Seileiſenbahnen werden die Wagen mittels eines ſtarken Seiles fortgezogen, welches ſich um eine große Trommel wickelt, die durch die ſtehende Dampfmaſchine in Bewegung geſetzt wird. Es iſt daher auch eine ſolche Eiſenbahn im Weſentlichen nichts weiter als ein Dampfgöpel (ſ. §. 238 und 251).

Bei der bekannten Eiſenbahn von London nach Blackwall wickelt ſich jedes Ende des Zugſeiles auf eine große eiſerne Trommel von 23 Fuß Höhe, welche durch zwei ſtarke Schiffsdampfmaſchinen in Umdrehung geſetzt wird. Zur Unterſtützung dieſes 40 Tonnen ſchweren Seiles ſind längs der ganzen Bahn 3 Fuß hohe gußeiſerne Seilſcheiben angebracht. Die Wagen ſind, ohne daß die Bewegung aufgehalten wird, mit Leichtigkeit an das Seil anzuhängen und von demſelben abzulöſen.

Damit die Trommel, auf welche ſich das Seil aufwickelt, der Fortſetzung der Bahn nicht hinderlich ſei, muß man dieſelbe entweder in einer Curve um dieſelbe herumführen, oder man muß, wie es meiſt geſchieht, die Trommel unterirdiſch legen, und das Seil nicht allein ein großes Stück horizontal, ſondern auch noch nach dieſer Trommel zu abfallend leiten. In Fig. 556 hat man ein ideales Bild von einer Seilbahn. *A B* iſt das

Fig. 556.

obere Ende der ſchiefen Ebene oder Rampe, auf welcher der Wagenzug durch eine ſtehende Maſchine hinaufgezogen wird, *B C* iſt die horizontale Fortſetzung der Bahn, und *D* iſt der in einem unterirdiſchen Gewölbe eingeſchloſſene Seilkorb, welcher durch eine zur Seite ſtehende Dampfmaſchine in Bewegung geſetzt werden kann. Zwiſchen den Schienen liegen von Diſtanz zu Diſtanz die Seilrollen *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f*, welche das Zugſeil, woran der Wagenzug *E* angehangen iſt, längs der Bahn unterſtützen und von einem Punkte *F* der horizontalen Bahnſtrecke *B C* nach dem Korbe *D* führen. Sowie der Wagenzug vollſtändig auf der horizontalen Bahnſtrecke angekommen iſt, wird derſelbe vom Seile abgehangen und durch eine Locomotive weiter befördert. Beim Herabgehen von der ſchiefen Ebene hat man natürlich die Ueberwucht durch Bremſen der Wagen und des Korbes aufzuheben.

Sehr zweckmäßig iſt es, wenn die Ueberwucht eines niedergehenden

Digitized by Google

Seilbahnen. Wagenzuges zur Unterſtützung eines gleichzeitig aufgehenden Wagenzuges verwendet werden kann. In dieſem Falle hat man nur die Seile der beiden Wagenzüge, wovon ſich jeder auf einem beſonderen Geleiſe bewegen muß, in entgegengeſetzten Richtungen auf den Seilkorb aufzulegen, ſo daß ſich bei der Umdrehung des Korbes das eine Seil auf denſelben auf- und das andere Seil von demſelben abwickelt.

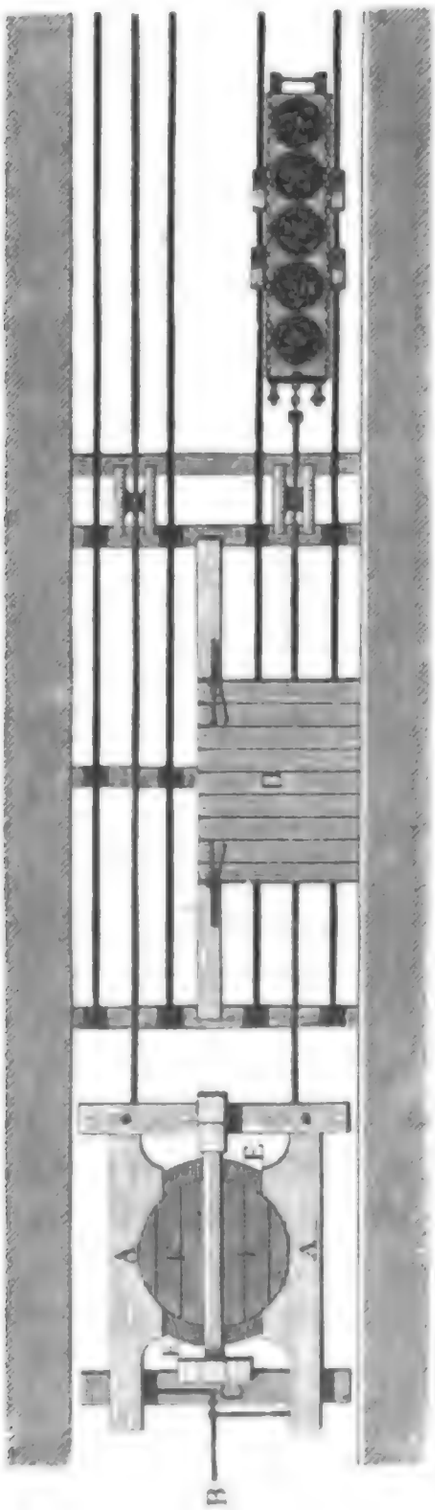


Fig. 557.

Iſt der niedergehende Wagenzug ſchwerer als der aufgehende, ſo hat man vielleicht bei dieſer Fortbewegung gar keinen Arbeitsaufwand, alſo auch keine beſondere Umtriebsmaſchine nöthig, und es iſt nur die etwa vorhandene Ueberwucht durch Bremſen aufzuheben.

Wenn durch eine Eiſenbahn bei weitem die meiſten Laſten abwärts zu transportiren ſind, ſo kann man dieſelbe als ſchiefe Ebene herſtellen, ohne daß man zum Betrieb derſelben eine Umtriebskraft nöthig hat, indem man die ganz oder zum Theil leeren Wagen von den niedergehenden belaſteten Wagen aufziehen läßt. Solche ſelbſtwirkende ſchiefe Ebenen oder Rampen kommen vorzüglich auch beim Kohlenbergbau vor, wo ſie unter den Namen der Bremsberge bekannt ſind. Den Auf- und Grundriß einer ſolchen ſelbſtthätigen Rampe führt Fig. 557 vor Augen. Das Seil, an deſſen Enden die beiden Kohlenwagen angehangen ſind, legt ſich um eine horizontale Scheibe *E E*, und bildet mit der Trommel *F F*, gegen welche ſich die Backen des ſchon aus §. 166 bekannten Bremſes *A A B C* drücken laſſen, ein Ganzes. Durch dieſen Brems wird die Ueberwucht des belaſteten Wagens über den leeren aufgehoben. Das Belaſten des auf dem horizontalen Theil der Bahn angekommenen leeren Wagens wird von dem beweglichen Fußboden *D* aus bewirkt.

Digitized by Google

§. 271. Bei den atmoſphäriſchen Eiſenbahnen werden die Wagen durch den Druck der Luft in Bewegung geſetzt. Zu dieſem Zwecke legt man längs der ganzen Bahnlinie zwiſchen die beiden Schienen eine eiſerne Röhre von circa 18 Zoll Weite, in welcher ein Kolben eingeſchloſſen iſt, deſſen Stange mit dem erſten Wagen in feſter Verbindung ſteht; wird nun durch eine große Luftpumpe die Luft entweder auf der einen Seite des Kolbens verdünnt oder auf der anderen Seite deſſelben verdichtet, ſo erhält die eine Fläche des Kolbens einen kleineren oder größeren Druck als die andere und es ſetzt der Ueberſchuß dieſer beiden Drücke den Kolben ſammt den daran angeſchloſſenen Wagenzug in Bewegung. Wegen des leichteren luftdichten Abſchließens der Röhre hat man bis jetzt nur das Princip des Saugens oder der Luftverdünnung (nach Clegg und Samuda) in Anwendung gebracht, wiewohl auch das Forttreiben des Kolbens durch comprimirte Luft in Vorſchlag (von Piatti) gebracht worden iſt. Wenn man bei einer atmoſphäriſchen Eiſenbahn der erſten Art durch die Luft- oder Saugpumpe das Volumen der Luft nur auf das Doppelte ausdehnt, ſo ſinkt der Druck derſelben gegen die entſprechende Kolbenfläche auf die Hälfte ſeines urſprünglichen Werthes. Nimmt man folglich den Atmoſphärendruck zu 15 Pfund auf den Quadratzoll an, ſo hat man den Druck der verdünnten Luft $= 15 . {}^1/_2 = 7{}^1/_2$ Pfund und daher die Treibkraft pr. Quadratzoll Kolbenfläche ebenfalls nur $15 - 7{}^1/_2 = 7{}^1/_2$ Pfund. Nun entſpricht aber dem Kolbendurchmeſſer von 18 Zoll eine Kolbenfläche von $9^2 . \pi = 81 . \pi = 254{,}5$ Quadratzoll, demnach iſt der geſuchte Ueberſchuß des Luftdruckes $= 254{,}5 . 7{,}5 = 1908{,}75$ Pfund, und folglich, wenn man noch 10 Procent deſſelben als die Kraft zur Ueberwindung der Kolbenreibung in Abzug bringt, die übrig bleibende Betriebskraft des Wagenzuges $1908{,}75 - 190{,}87 = 1717{,}88$ Pfund.

Atmoſphäriſche Eiſenbahnen.

Die allgemeine Einrichtung einer atmoſphäriſchen Eiſenbahn läßt ſich aus dem Längendurchſchnitte in Fig. 558 (a. f. S.) erſehen. Man ſieht in $A A_1$ die Treibröhre, welche mit der Schienenbahn auf denſelben Querſchwellen befeſtigt iſt, in B den Treibekolben, in S deſſen Stange und in T ein Gegengewicht am Ende der letzteren. In der Mitte der Kolbenſtange iſt ein breiter Querarm C von ſtarkem Eiſenblech aufgeſattelt, welcher durch den Längenſchlitz in der Treibröhre hindurchgeht und zur Verbindung der Kolbenſtange mit dem darüber ſtehenden Wagen W dient. Auf dem Schlitz längs der ganzen Treibröhre liegt ein Lederventil G, welches zur Verſtärkung mit Eiſenplatten bedeckt und mit der einen Seite auf der Treibröhre befeſtigt iſt, wie aus den Querſchnitten der Treibröhre in Fig. 559 und Fig. 560 erſehen werden kann. In dem gewöhnlichen Zuſtande iſt natürlich dieſes Ventil geſchloſſen, wie Fig. 560 vor Augen führt; wenn aber der Kolben durch die Verdünnung der Luft

Digitized by Google

Fig. 559.

Fig. 558.

Fig. 560.

Digitized by Google

auf der Seite *A* in progreſſive Bewegung geräth, ſo wird das Ventil nahe hinter demſelben durch vier Räder *H*, *H* . ., welche auf der Kolbenſtange feſtſitzen, aufgehoben, wie in Fig. 559 zu erſehen iſt, und es kann folglich der Querarm *C* ungehindert mit dem Kolben fortgehen und den Wagen *W* mit ſich fortnehmen. Die Auflagerungsflächen des Ventiles ſind vollkommen glatt abgehobelt, auch wird zum luftdichten Verſchluß noch eine Compoſition von Wachs und Talg zwiſchen das Ventil und die Röhre (bei *F*) eingelegt. Nachdem der Querarm eine Stelle der Röhre verlaſſen hat, fällt das Ventil hinter demſelben wieder zu, und wird durch eine Rolle *R*, welche am hinteren Ende des Wagens *W* befeſtigt iſt, auf ſeinen Sitz feſt aufgedrückt; den hermetiſchen Abſchluß bewirkt aber endlich noch ein erwärmtes Bügeleiſen *N*, welches über der Compoſition *F* hingleitet, und dieſelbe auf kurze Zeit erweicht. Noch iſt das Ventil *G* vor Beſchädigung von außen durch eine Klappe *J* aus dünnem Eiſenblech geſchützt, welche mittels Lederohren mit der Röhre verbunden iſt und durch Rollen wie *D*, welche am Wagengeſtelle feſtſitzen, an der Stelle aufgehoben wird, welche der Querarm der Kolbenſtange zu paſſiren hat. Atmoſphäriſche Eiſenbahnen.

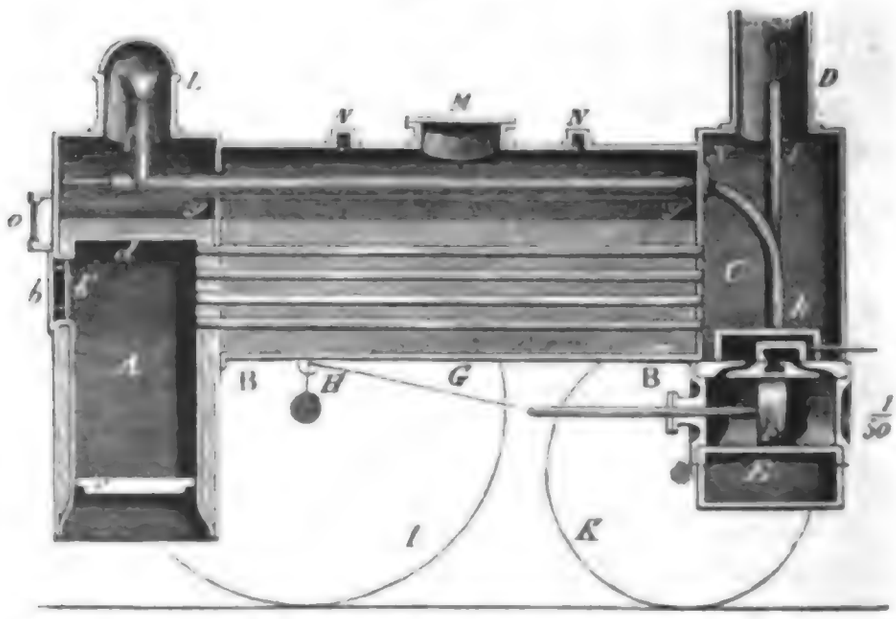
Ein Hauptvorzug der atmoſphäriſchen Eiſenbahnen vor den Bahnen mit Dampfwagenbetrieb beſteht in der Erſparniß des Dampfwagens, durch deſſen Gewicht von 20 bis 30 Tonnen das Gewicht des ganzen Wagenzuges leicht um 20 Procent vergrößert werden kann. Dagegen ſind aber auch die atmoſphäriſchen Eiſenbahnen viel koſtbarer als die gewöhnlichen Eiſenbahnen, zumal da ſie zur Herſtellung des luftverdünnten Raumes eine Menge ſtehender Maſchinen erfordern, welche in Abſtänden von 3 bis 5 engl. Meilen längs der Bahn aufzuſtellen ſind. Ohnedies ſind die atmoſphäriſchen Eiſenbahnen öfteren Unterbrechungen ausgeſetzt, da durch einen unvollkommen luftdichten Abſchluß die Bewegung des ganzen Wagenzuges aufgehoben werden kann. Es iſt deshalb auch die Anwendung einer atmoſphäriſchen Eiſenbahn nur eine exceptionelle (wie z. B. die zu St. Germain), und möchte nur dann zu rechtfertigen ſein, wenn es darauf ankommt, den Betrieb auf einer ſtark anſteigenden kurzen Eiſenbahnſtrecke herzuſtellen, wo die Dampfwagen nicht im Stande ſind, größere Wagenzüge mit ſich empor zu nehmen.

§. 272. Das gewöhnliche Förderungsmittel auf Eiſenbahnen ſind die ſogenannten Locomotiven oder Dampfwagen. Sie beſtehen in der Hauptſache aus einem Wagen, welcher eine Dampfmaſchine ſammt Keſſel trägt, die mittels Umdrehung der einen Radaxe das Ganze in fortſchreitende Bewegung ſetzt. Folgendes iſt die weſentliche Einrichtung eines Dampfwagens, wovon Fig. 561 (a. f. S.) einen Längendurchſchnitt zeigt. *A* iſt der ſogenannte Feuerkaſten (franz. foyer, boite à feu; engl. fire-box), in welchem das Brennmaterial verbrannt wird, welches man durch Locomotiven

Digitized by Google

Locomotiven. die mit einer Schutzplatte b' versehene Heizthür b einträgt. Dieser

Fig. 561.



Kasten ist unten durch den Rost c und an den Seiten durch doppelte, mittels Stehbolzen unter einander verbundene Blechwände, zwischen welchen Wasser enthalten ist, umgrenzt. An den Feuerkasten schließt sich der cylindrische Theil $B\,B$ des Kessels an, welcher ein System von Röhren, die sogenannten Heizröhren (franz. tubes; engl. pipes) einschließt, und übrigens mit dem zu verdampfenden Wasser angefüllt ist. Das Feuer oder die erhitzte Luft durchströmt die Feuerröhren und setzt hierbei so viel Wärme an das dieselben umgebende Wasser ab, daß dieses in Dampf verwandelt wird. Von da gelangt die erhitzte Luft in den sogenannten Rauchkasten (franz. boite à fumée; engl. smoke box) C, und dieser führt sie endlich in den Schornstein D. Der Dampf, welcher sich aus dem Wasser entwickelt, das den Heizraum und die Heizröhren umschließt, füllt den oberen Theil des cylindrischen Kessels B, sowie auch den sogenannten Dampfdom L aus, welcher sich unmittelbar über dem Feuerkasten befindet, und tritt von oben in das Dampfrohr $f\,g\,g'$. Die Dampfmaschine besteht aus zwei Cylindern, wovon jedoch in der Figur, und zwar in E, nur der eine sichtbar ist; deshalb theilt sich auch das Dampfrohr bei y in zwei Zweige, wovon jeder den Dampf nach einer besonderen Dampfkammer h führt. Nachdem der Dampf in dem Cylinder gewirkt, also dessen Kolben F hin- oder zurückgeschoben hat, gelangt er in das beiden Maschinen gemeinschaftliche Blaserohr i und tritt endlich aus demselben in den Schornstein, wo er vorzüglich noch den wesentlich nothwendigen Luftzug erzeugt.

Die ganze Maschine ruht auf den Axen von zwei (oder drei) Paar Rädern J und K, und je nachdem sich die beiden Dampfcylinder zwischen den Rädern befinden, oder außerhalb derselben liegen, ist entweder die eine Axe H

Digitized by Google

doppelt gekröpft, oder jedes ihrer Räder mit einer Warze versehen, in jedem Falle aber jeder der beiden auf die eine oder die andere Weise gebildeten Krummzapfen durch eine Kurbelstange G mit dem einen oder dem anderen Treibekolben F in Verbindung gesetzt. Diese Krummzapfen sind gegen einander auf das Viertel gestellt, d. h. ihre Warzen stehen um 90 Grad von einander ab, und dem entsprechend sind auch die Stellungen der beiden Treibekolben stets um den halben Schub von einander verschieden. Hierbei wirkt der eine Kolben mit seiner vollen Kraft auf den Krummzapfen, wenn die Warze des anderen Kolbens im todten Punkte steht, also die Kolbenkraft gar nichts zur Umdrehung des Krummzapfens beiträgt; es variirt daher die Umdrehungskraft der Triebaxe in ziemlich engen Grenzen und erfordert zu ihrer Ausgleichung kein besonderes Schwungrad (vergl. §. 106). Locomotiven

Die Bewegung der Schieber h erfolgt durch Excentriks, welche auf der Triebaxe H festsitzen.

In der Figur sieht man noch bei M das Mannloch, bei N, N die Löcher für die Sicherheitsventile und bei O den Wasserstandszeiger mit Glasröhre.

Dem Dampfwagen unmittelbar folgt noch ein Munitionswagen, der sogenannte Tender (franz. und engl. tender), welcher zum Transport des Feuerungsmaterials und des Speisewassers dient. Zur Speisung des Kessels dient eine Saug- und Druckpumpe, welche vermittels eines Schlauches u. s. w. das Wasser aus dem Tender in den Kessel bringt. An den Tender ist der eigentliche Wagenzug (franz. convoi; engl. train) angeschlossen. Zum Befahren kürzerer Bahnstrecken wendet man in neuerer Zeit auch Locomotiven an, welche das Wasser und Brennmaterial gleich mit sich führen, indem man dem hinteren Theil dieser Wagen die Einrichtung der Tender giebt. In England sind die Dampfwagen unter dem Namen „Tank-engines“ bekannt.

§. 273. Wir werden im Folgenden die einzelnen Theile einer Locomotive etwas specieller beschreiben. Locomotiv-Kessel.

Der Feuerraum eines Dampfwagens wird durch einen umgestürzten, also unten offenen, parallelepipedischen Kasten gebildet. Man verwendet hierzu drei Stück Eisen-, oder noch besser Kupferbleche von $^1/_2$ bis 1 Zoll Dicke, welche durch dichte Nietung mit einander verbunden werden. Dieser sogenannte innere Feuerkasten wird in einem Abstande von $3^1/_2$ bis 4 Zoll von einem zweiten Blechkasten, dem sogenannten äußeren Feuerkasten, umgeben, und mit diesem durch kupferne Stehbolzen (franz. entretoises; engl. stays) verbunden. Die Stärke dieser Bolzen beträgt circa $^3/_4$ Zoll und ihr Abstand von einander 4 Zoll.

Digitized by Google

Locomotiven-kessel.

Die Decke des inneren Feuerkastens ist durch starke schmiedeeiserne Brückenstäbe von circa 4 Zoll Höhe und 1 Zoll Dicke verstärkt. Diese Stäbe liegen in Abständen von 5 bis 6 Zoll der Länge des Kessels nach neben einander und sind in Abständen von 5 bis 6 Zoll auf die innere Blechdecke aufgebolzt und wohl auch mit dem äußeren Feuerkasten an einigen Stellen verstrebt.

Damit durch die Oeffnung für die Heizthür der wasserdichte Verschluß in dem Raume zwischen beiden Feuerkasten nicht unterbrochen werde, ist ein eiserner Ring eingesetzt, welcher rings um diese Oeffnung herum die inneren und äußeren Blechwände mit einander verbindet. Der Theil der vorderen Seitenwand, in welchem die Heizröhren in den Feuerraum einmünden, wird, da an dieser Stelle der äußere Feuerkasten unterbrochen ist, bloß dadurch verstärkt, daß man zu ihm stärkeres Blech verwendet.

Der mit Wasser angefüllte Raum, welcher den ganzen Feuerheerd umgiebt, wird von unten durch einen mit beiden Blechwänden mittels Nieten verbundenen Kranz geschlossen, an welchem ein anderer Kranz befestigt ist, auf den die Roststäbe zu liegen kommen. Diese Stäbe bestehen aus geschmiedetem oder gewalztem Eisen, sind 4 Zoll hoch, oben $^3/_4$ bis 1 Zoll und unten $^3/_8$ bis $^5/_8$ Zoll dick. Je nach der Güte des Brennstoffes läßt man diese Stäbe $^3/_4$ bis $^5/_4$ Zoll von einander abstehen. Die unverbrannten Ueberreste der Verbrennung, welche zwischen den Roststäben hindurch fallen, werden durch den sogenannten Aschenfall aufgefangen, damit sie nicht zu Feuersbrünsten Veranlassung geben. Ein solcher Aschenfall besteht in einem Blechkasten, welcher die Grundfläche des Rostes vollständig einschließt und an der vorderen Seite mit einer Thür versehen ist, welche der Maschinenwärter zur Regulirung des Luftzuges nach Belieben mehr oder weniger eröffnen kann.

Um eine möglichst große Heizfläche zu erhalten, müssen Rauch- oder Heizröhren von kleiner Weite und in großer Anzahl angewendet werden; damit dieselben aber durch die Ueberreste der Verbrennung nicht verstopft und dem Luftzug nicht zu viel Hindernisse in den Weg gelegt werden, giebt man diesen Röhren eine Weite von $1^1/_2$ bis 2 Zoll. In der Regel verwendet man zu denselben Messingblech von circa 1 Linie Dicke. Diese Röhren werden in entsprechende Löcher in der Vorderwand des Feuer- und in der Hinterwand des Rauchkastens eingesetzt, und darin durch eingetriebene Stahlringe mit conischem Rande befestigt. Den kürzesten Abstand je zweier Röhren von einander nimmt man 7 bis 8 Linien, so daß bei dem äußeren Röhrendurchmesser von 2 Zoll die Axenabstände der benachbarten Röhren 2 Zoll 7 bis 8 Linien betragen. Gewöhnlich ist die Anzahl dieser Röhren 70 bis 150 und die Länge derselben 6 bis 12 Fuß. Während die directe Heizfläche oder die Fläche des inneren Feuer-

Digitized by Google

kaſtens 40 bis 60 Quadratfuß beträgt, iſt die indirecte Heizfläche oder die der Heizröhren 400 bis 800 Quadratfuß. Die Heizröhren werden von einem cylindriſchen Keſſel aus Eiſenblech umgeben, welcher ſich einerſeits an den Feuer- und andererſeits an den Rauchkaſten anſchließt und eine Weite von 3 bis 4 Fuß hat. Um die Wärme ſo viel wie möglich in dem Keſſel zurückzuhalten, umgiebt man ihn entweder mit einem Mantel aus Filz und mit einem Mantel aus Holzdauben; oder man legt um denſelben nur einen von dünnem Eiſenbleche umhüllten Mantel aus Holzdauben. Locomotivenkeſſel.

Der obere Theil oder die Haube des äußeren Feuerkaſtens erhält ſehr verſchiedene Formen. Am einfachſten iſt es, dieſe Fläche halbcylindriſch zu geſtalten, ſo daß ſie eine Fortſetzung der oberen Hälfte des cylindriſchen Keſſels bildet.

Der Rauchkaſten hat im Ganzen dieſelbe Form wie der äußere Feuerkaſten, nur iſt er niedriger als dieſer und unten durch eine ebene oder halbcylindriſche Fläche begrenzt. Während in der Hinterfläche deſſelben die vorderen Enden der Heizröhren feſtſitzen, enthält die Vorderfläche eine Thür, welche zum Reinigen und zu Reparaturen der Heizröhren u. ſ. w. dient. Dieſer Rauchkaſten iſt einfach aus Blech zuſammengenietet, welches eine Stärke von 2 bis 3 Linien hat. Nur zur Hinterfläche, durch welche die Heizröhren hindurchgehen, und welche den Dampf- oder Waſſerdruck auszuhalten hat, verwendet man Blech von circa $^3/_4$ Zoll Dicke. Um den Luftzug ſo viel wie möglich zu begünſtigen, giebt man dem Dampfkaſten einen möglichſt kleinen Raum, namentlich macht man ſeine Länge nur $1^1/_2$ bis 2 Fuß, wogegen die des Feuerkaſtens 3 bis 4 Fuß beträgt.

Vom Rauchkaſten aus ſteigt die Eſſe empor, welche aus Eiſenblech von 2 Linien Dicke zuſammengenietet iſt. Sie iſt cylindriſch und hat bei einer Höhe von 5 bis 7 Fuß eine Weite von 1 bis $1^1/_4$ Fuß Ihr Querſchnitt iſt meiſt nahe 0,7 von dem ſämmtlicher Heizröhren. In der Eſſe befindet ſich ferner noch ein Drahtgitter, durch welches das Auswerfen der glühenden Kohlenſtücke verhindert wird, auch iſt noch eine Klappe angebracht, durch welche ſich die Eſſe während des Stillſtandes der Maſchine verſchließen läßt.

Ferner verſieht man noch den Rauchkaſten mit einem Regiſter oder Schieber, durch deſſen Eröffnung äußere Luft in den Rauchkaſten eingelaſſen und der Zug in den Röhren regulirt werden kann. Endlich erhalten zu demſelben Zwecke auch wohl die ſämmtlichen Austrittsmündungen der Heizröhren Blechdeckel, welche ſich, wie die Fenſterjalouſien, in beliebigem Grade eröffnen laſſen.

§. 274. Der Dampf, welcher ſich auf der Oberfläche des Waſſers im Keſſel bildet, wird durch das ſogenannte Dampfrohr der Dampfkammer

Digitized by Google

Locomotiven-keſſel.

zugeführt. Damit ſo wenig wie möglich Waſſer von dem Dampfe in das Dampfrohr u. ſ. w. mit fortgeriſſen werde, legt man die Einmündung des Dampfrohres möglichſt hoch über den Waſſerſpiegel, und verſieht zu dieſem Zwecke den Dampfkeſſel mit einem keſſelförmigen Aufbau aus Meſſingblech, dem ſogenannten Dome, innerhalb deſſen das Einmündungsſtück des Dampfrohres ſenkrecht emporſteigt. Man ſetzt den Dom entweder auf den Feuerkaſten oder auf den cylindriſchen Theil des Keſſels. Da ſich über dem inneren Feuerkaſten in Folge der größeren Hitze mehr Dämpfe entwickeln, ſo möchte allerdings der Dampfdom über demſelben anzubringen ſein; da aber auch an dieſer Stelle die ſtärkſten Wallungen des kochenden Waſſers und folglich auch das ſtärkſte Fortreißen des Waſſers durch den ſich bildenden Dampf erfolgt, ſo iſt es zweckmäßiger, den Dom über den cylindriſchen Theil des Dampfkeſſels, jedoch näher dem Feuer- als dem Rauchkaſten zu legen.

Das Dampfrohr iſt in der Regel aus Kupferblech und hat einen Querſchnitt von $^1/_{12}$ bis $^1/_{10}$ des Querſchnittes eines Dampfcylinders. Der Regulator, durch welchen die Dampfmenge, welche das Dampfrohr nach der Maſchine führt, regulirt wird, beſteht entweder in einem Schieber oder in einer kreisrunden Scheibe mit ausgeſtoßenen Sectoren. Die Bewegung dieſes Apparates erfolgt in der Regel mit Hülfe einer Kurbel, deren Welle mittels einer Stopfbüchſe durch die Hinterwand des äußeren Feuerkaſtens geführt iſt. Bei den Locomotiven von Crampton erfolgt der Eintritt des Dampfes in das Dampfrohr durch einen Spalt, welcher auf der oberen Seite längs des ganzen Rohres hinläuft, und es iſt hier der regulirende Dampfſchieber nahe über den Dampfcylindern angebracht. Um das Fortreißen des Waſſers u. ſ. w. ſo viel wie möglich zu vermindern, iſt es zweckmäßig, den Dampf mittels Mäntel, welche die Einmündung des Dampfrohres umgeben, einige Mal fallend und ſteigend zu führen, ehe er in das Dampfrohr eintritt, weil hierbei dem fortgeriſſenen Waſſer zum Zurückfallen Gelegenheit gegeben wird.

Die beiden Zweigröhren, welche den Dampf nach den Dampfkammern der beiden Dampfcylinder führen, ſind mit dem einfachen Dampfrohre durch ein gußeiſernes Zwiſchenſtück verbunden, welches ſich oben im Inneren des Rauchkaſtens befindet und an der Hinterwand dieſes Kaſtens feſtſitzt.

Die Röhren, welche den verbrauchten Dampf aus den Cylindern führen, werden ebenfalls durch ein gußeiſernes Zwiſchenſtück mit dem Ausblaſerohre vereinigt; daſſelbe befindet ſich entweder nahe über den Cylindern oder unmittelbar unter der Einmündung in die Eſſe. Die Ausmündung des Ausblaſerohres iſt coniſch zuſammengezogen, um eine größere Geſchwindigkeit des austretenden Dampfes und dadurch wieder einen ſtär-

Digitized by Google

keren Luftzug in der Esse zu erzeugen. Uebrigens hat jede der beiden Austrageröhren, wie das Einmündungsstück des Dampfrohres, ein Zehntel der Kolbenfläche, und dagegen das Ausblaserohr ein Fünftel derselben zum Querschnitte. Um die Geschwindigkeit des austretenden Dampfes zu reguliren, wendet man auch wohl eine veränderliche Ausmündung an, indem man in das Ausmündungsstück zwei Klappen einsetzt, zwischen welchen der Dampf ausbläst. Diese Klappen lassen sich mittels einer Zugstange und einer Kurbel zugleich stellen. Locomotivenkessel.

Das Speisen des Kessels erfolgt durch zwei Speisepumpen. Die Kolbenstangen derselben werden entweder an die Querhäupter der Dampfkolbenstangen, oder an die Steuerungsexcentriks angeschlossen; im ersten Falle haben diese Pumpen den Schub von 18 bis 27 Zoll mit dem Dampfkolben gemeinschaftlich, und es ist der Kolbendurchmesser derselben nur $1^1/_2$ bis $2^1/_2$ Zoll; im zweiten Falle hingegen ist der Schub 5 bis $6^1/_2$ Zoll und der Kolbendurchmesser 4 Zoll. Der Pumpencylinder ist aus Gußeisen oder Messing und hat nur wenig mehr Weite ($1^1/_2$ Linie) als der Kolben. Der letztere ist ein langer abgedrehter Cylinder und wird durch eine Stopfbüchse abgelidert, welche an das eine Ende des Pumpencylinders festgeschraubt ist. Die Ventile dieser Pumpen sind entweder Kegel- oder Kugelventile; jene gleiten mittels Flügel, welche an der unteren Ventilfläche festsitzen, in dem oberen Theile der Saugröhren; diese bewegen sich in glockenförmigen Gehäusen, welche über den Ventilsitzen angebracht sind In der Regel hat jede Speisepumpe ein Saugventil und zwei nahe über einander stehende Druck- oder Steigventile; und überdies noch ein Ventil oder einen Hahn nahe bei der Einmündung des Steigrohres in den Kessel, welcher das Wasser in dem Kessel zurückhält, während die Pumpe geprüft oder reparirt wird. Um die Wirksamkeit der Pumpe zu prüfen und die etwa in derselben angesammelte Luft fortzuschaffen, läßt man noch ein kurzes Proberohr in den Raum zwischen beiden Steigventilen einmünden, welches für gewöhnlich durch einen Hahn verschlossen wird. Man verlangt nicht nur, daß eine Speisepumpe allein den Dampfkessel hinreichend mit Wasser zu versorgen vermöge, sondern man fordert auch, daß sie effectiv das dreifache Speisewasserquantum zu liefern im Stande sei.

Das Wasser wird den Speisepumpen aus dem Tender mittels kupferner Röhren von $1^1/_2$ bis 2 Zoll Weite zugeführt, deren Einmündungen nach Belieben durch Ventile verschlossen werden können. Damit sich diese Verbindungsröhren kleinen Veränderungen in dem Abstande des Tenders von der Locomotive ohne Nachtheil accommodiren, versieht man dieselben mit Kugelgelenken und mit Stopfbüchsen, wie in Band II., Seite 200, Fig. 214 und Fig. 215 vor Augen geführt worden ist. Aus

Digitized by

Locomotivenkessel.

jeder dieser Röhren läßt man noch eine sogenannte Wärmeröhre emporsteigen, welche ganz oben in den Kessel einmündet, und die dazu dient, den Dampf während des Stillstandes zurück in den Tender zu führen, und dadurch das Wasser in demselben anzuwärmen. Die Steigröhre ist, wie auch das Communications- und Saugrohr, aus Kupferblech und hat auch die nämliche Weite wie jene Röhre. Man hat diese Röhre an verschiedenen Stellen in den Kessel ausmünden lassen; jedoch läßt sich leicht einsehen, daß es zweckmäßiger ist, die Einmündungsstelle so entfernt wie möglich vom Brennheerde zu legen.

Die im Vorstehenden behandelten Speisepumpen speisen natürlich nur während der Bewegung des Dampfwagens; will man aber die Füllung des Kessels mit Wasser ohne Bewegung des Dampfwagens bewirken, so muß man noch eine besondere Speisepumpe, und zwar entweder eine sogenannte Handpumpe oder eine Dampfpumpe, anbringen, je nachdem man dieselbe durch die Hand oder durch eine besondere Dampfmaschine in Bewegung setzen lassen will. Es ist endlich ein sehr zu beachtender Gegenstand, daß man zum Speisen der Locomotivenkessel möglichst reines Wasser verwende.

Um den inneren Zustand des Dampfkessels anzuzeigen, und um die Dampfspannung und den Wasserstand in demselben innerhalb gewisser Grenzen zu erhalten, sind noch Sicherheitsventile, Manometer, Wasserstandszeiger u. s. w. angebracht. Jeder Locomotivenkessel erhält zwei Sicherheitsventile, und zwar am besten eins im Vorder- und eins im Hintertheil des Kessels. Diese Ventile können wegen des Schwankens der Dampfwagen nicht durch Gewichte belastet werden, sondern werden mittels Stahlfedern auf ihren Sitz aufgedrückt. Man bedient sich hierzu gewöhnlich einer schraubenförmig gewundenen Drahtfeder F, Figur 562 (auf nebensteh. S.), und läßt dieselbe mittels eines einarmigen Hebels ABC auf das Ventil V wirken. Die übrige Einrichtung der Sicherheitsventile ist aus II., §. 317 bekannt.

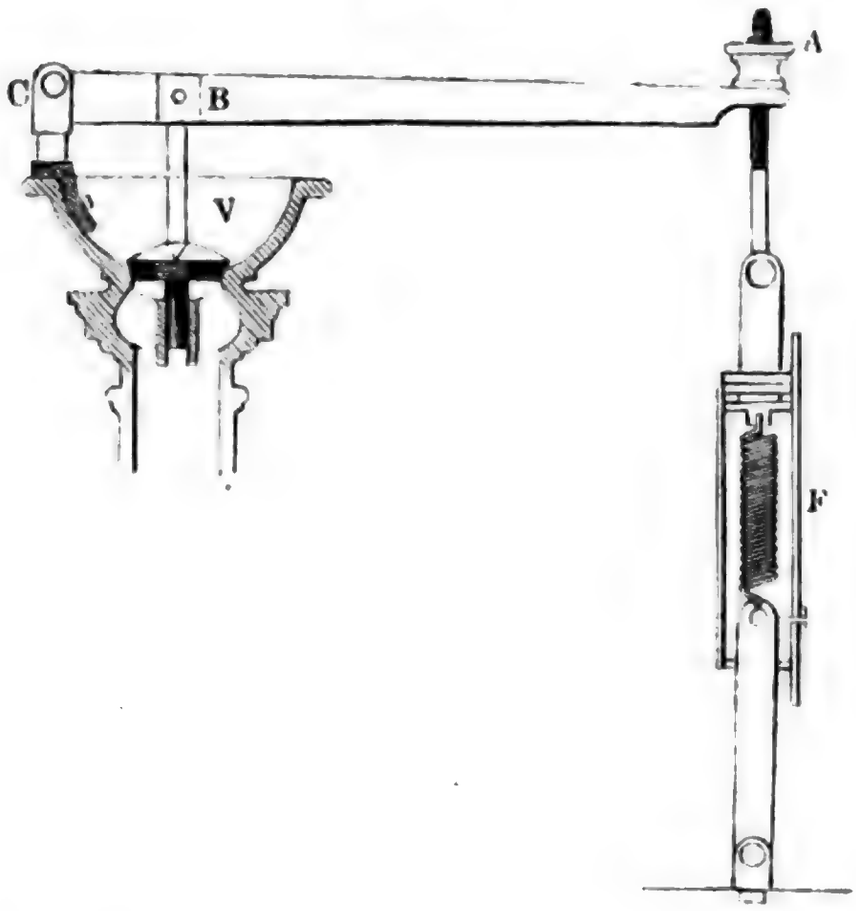
Was das Messen des Dampfdruckes in Locomotivkesseln anlangt, so wendet man hierzu die Differenzialmanometer von Richard, sowie auch die von Galy-Cazalat an; auch sind in neuerer Zeit Metallmanometer in Anwendung gekommen. S. II., §. 315 und 316. Auch kann man sich einfacher Kolbenmanometer bedienen, welche die Einrichtung eines gewöhnlichen Dampfindicators haben (s. II., §. 366).

Der Wasserstandszeiger (s. II., §. 312) besteht in einer 15 Zoll langen und $^1/_2$ Zoll weiten Glasröhre, welche oben in den Dampfraum und unten in den Wasserraum des Kessels einmündet und durch Hähne nach Belieben mit diesen Räumen in und außer Communication gesetzt werden kann. Außerdem versieht man den Locomotivenkessel noch mit

Digitized by Google

drei Probehähnen, welche in verschiedenen Höhen über einander ausmünden. Locomotivenkessel.

Fig. 562.



Endlich gehört zu einem vollständigen Locomotivenkessel noch eine Dampfpfeife (franz. sifflet à vapeur; engl. steam-wistle). Dieselbe besteht 1) aus einem Reservoir, welches durch einen Hahn mit dem Dampfraume in Verbindung gesetzt werden kann und mit einer schmalen ringförmigen Mündung versehen ist, und 2) aus einer Metallglocke, welche nahe über der Mündung des genannten Reservoirs hängt und durch den aus dieser Mündung strömenden Dampf in Schwingungen versetzt wird. Man wendet die Dampfpfeife an, um damit die Ankunft und den Abgang eines Dampfwagenzuges anzuzeigen, oder dadurch das An- und Abziehen der Bremse anzuordnen u. s. w.

§. 275. Die vorstehende Beschreibung der Locomotivenkessel wird durch folgende Abbildungen einer sechsrädrigen Locomotive mit außenliegenden Cylindern noch besonders illustrirt. Es zeigt: Beschreibung einer abgebildeten Locomotive.

Fig. 563 die äußere Seitenansicht,
Fig. 564 den Längendurchschnitt,
Fig. 565 den Querdurchschnitt durch den Feuerkasten, und
Fig. 566 den Querdurchschnitt durch den Rauchkasten und Schornstein.

Digitized by Google

Beschreibung einer abgebildeten Locomotive.

Man sieht in M den Feuerkasten mit der Heizthür g, und in NN den eigentlichen Dampfkessel mit seinen 125 Rauchröhren; ferner zeigt O den Dampfdom oder die Dampfhaube und PP das Dampfrohr, welches den Dampf bei U aufnimmt und in die Dampfkammer oder den Dampfschieberkasten L (Fig. 563 und 566) leitet. Die Blaserohre, welche den verbrauchten Dampf in den Schornstein führen und daselbst den nöthigen Zug erzeugen, sind in QQ_1 und QQ_1 abgebildet, und in R und R sieht man die beiden Sicherheitsventile mit den oben beschriebenen Federspannungen S, S abgebildet. Der Dampfregulator an der Einmündung U der Dampfröhre besteht in zwei durchbrochenen Scheiben, wovon die eine mit

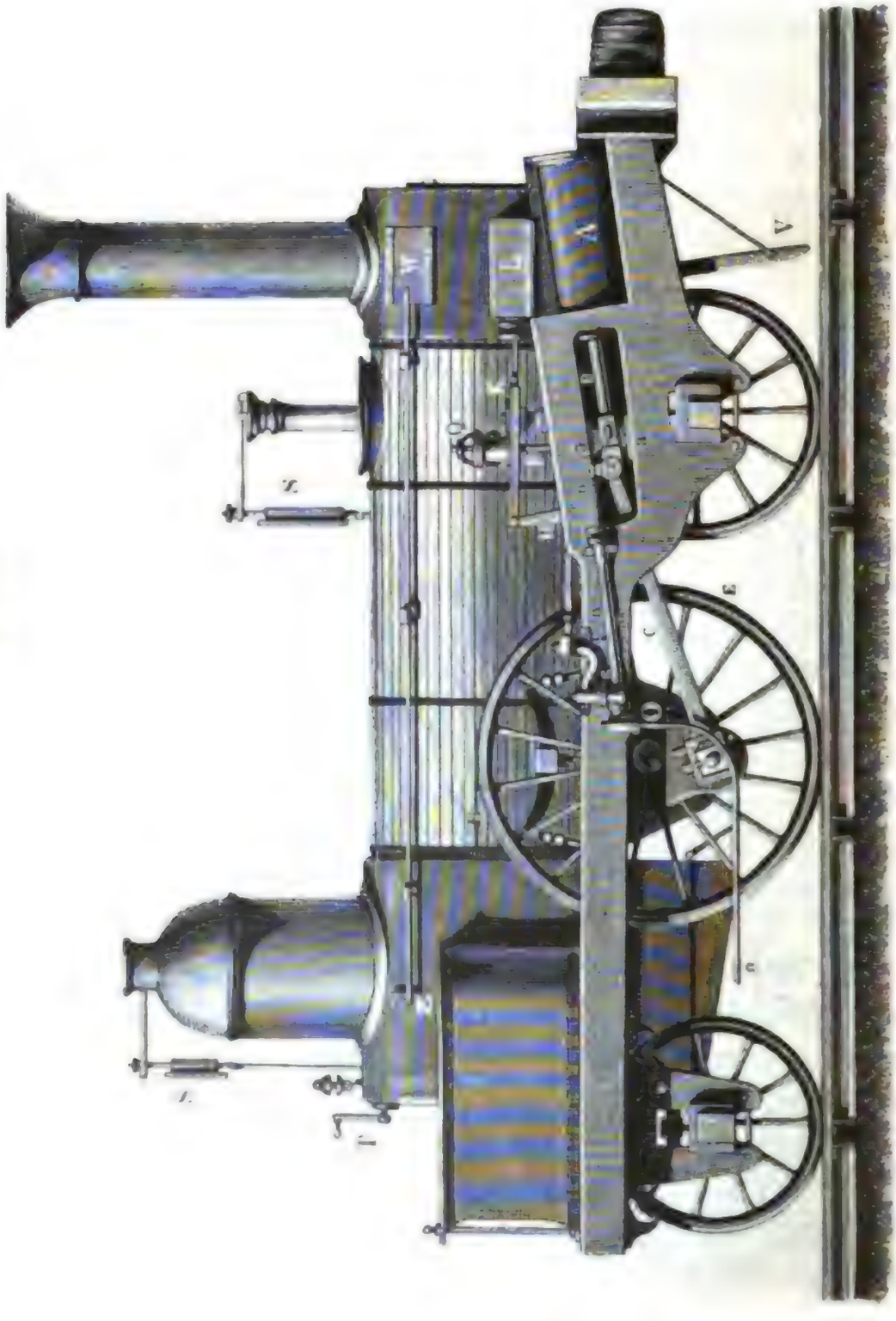


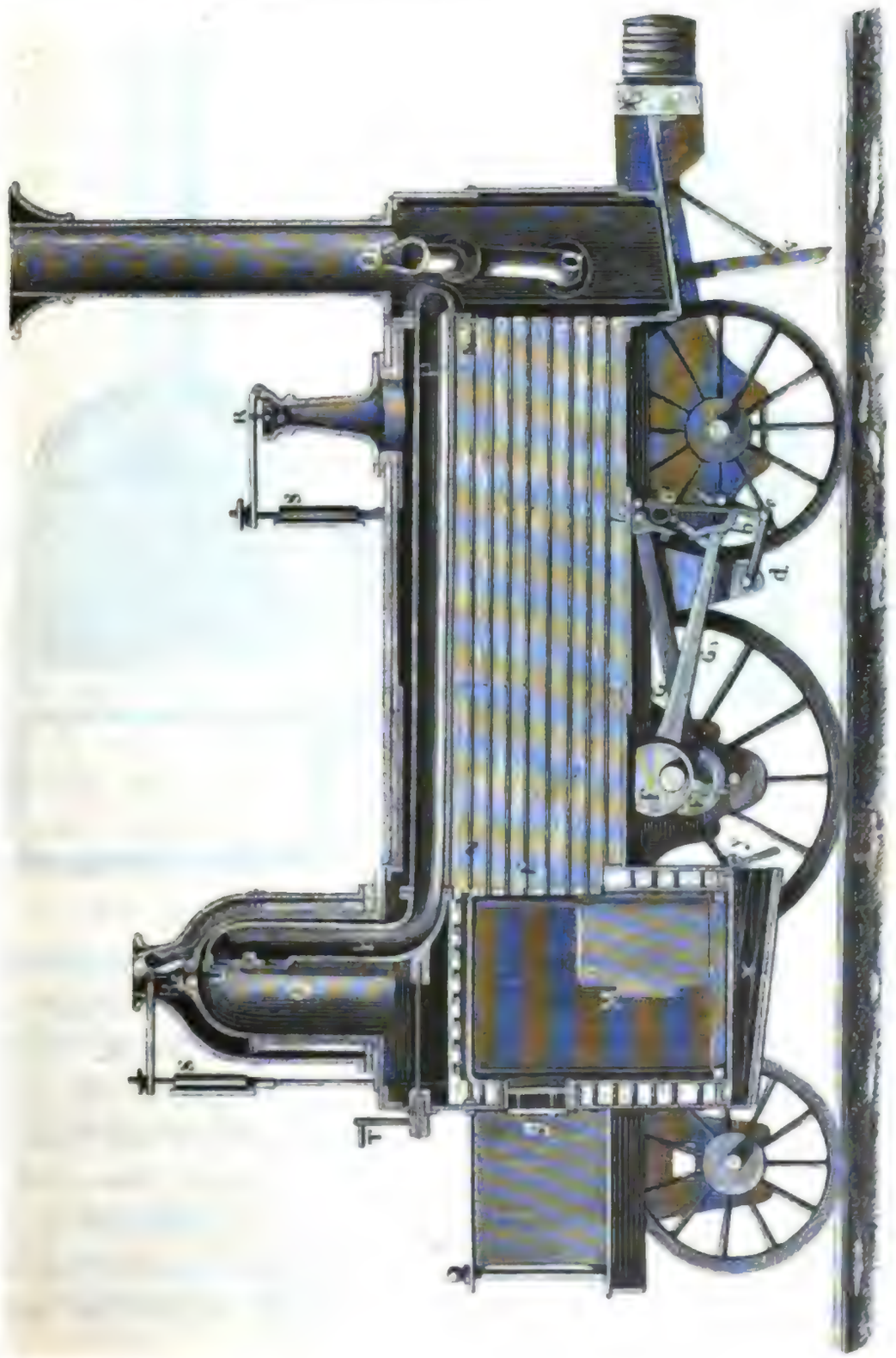
Fig. 563.

Digitized by Google

dem Dampfrohre feſt verbunden und die andere um ihre Axe drehbar iſt. Je nachdem die Oeffnungen dieſer beiden Scheiben ganz, oder nur zum Theil, oder gar nicht über einander ſtehen, wird das Einſtrömen des Dampfes in das Dampfrohr in größerem oder kleinerem Maaße erfolgen oder ganz unterbrochen werden. Die entſprechenden Drehungen der äußeren Scheibe werden durch die Kurbel T bewirkt, deren Welle mittels Hebel und Zugſtangen an dieſe Scheibe angeſchloſſen iſt. In W ſieht man auch den Schieber, welcher eine Oeffnung im Rauchkaſten bedeckt und mittels der Stange ZW aufgezogen wird, wenn zur Ermäßigung des Zuges, Luft in den Rauchkaſten gelaſſen werden ſoll.

Beſchreibung einer abgebildeten Locomotive.

Fig. 364.



Beſchreibung einer abgebildeten Locomotive.

Dem im Folgenden näher zu beſchreibenden Bewegungsmechanismus der Locomotive gehören folgende Theile an. A, A ſind die beiden Dampfcylinder, welche außerhalb des Rauchkaſtens an dem Geſtellrahmen feſtſitzen und eine etwas geneigte Lage haben; ferner ſieht man in B eine Kolbenſtange und in C die an ſie angeſchloſſene Lenk- oder Triebſtange; endlich zeigt D die dazu gehörige Kurbelwarze, welche auf der zu dieſem Zwecke verſtärkten Nabe des Triebrades EE feſtſitzt. Auf der Axe der beiden Triebräder ſitzen noch die Excentriks F, F_1 . . . feſt, durch welche die Steuerung bewegt oder das regelmäßige Zu- und Ablaſſen des Dampfes zu den Triebcylindern bewirkt wird. Zu dieſem Zwecke ſind die

Fig. 565.

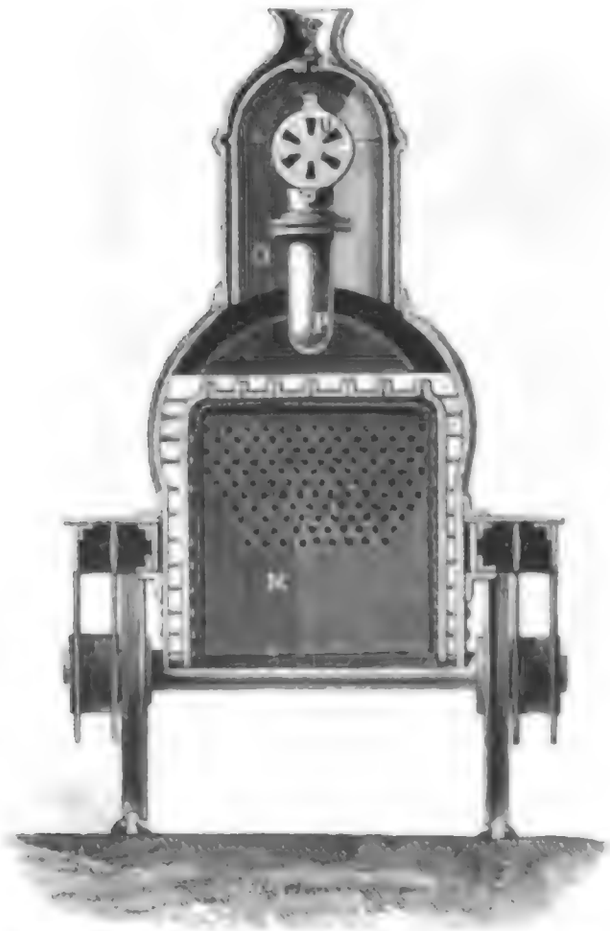
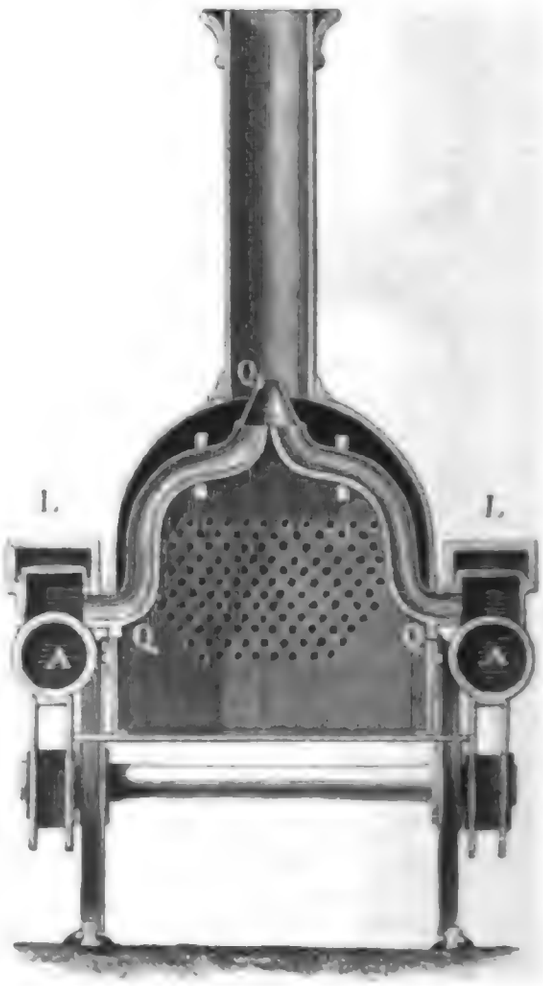


Fig. 566.



Schubſtangen G, G_1 . . . der Excentriks mit gabel- oder hufeiſenförmigen Endſtücken b, b_1 . . . ausgerüſtet, womit ein Hebel H erfaßt werden kann, an welchem die Dampfſchieberſtange K angeſchloſſen iſt. Zum Ein- und Ausrücken der Klauen b und b_1 dient ein Winkelhebel cde, welcher mittels einer langen Stange cf vom Locomotivenführer um ſeine Axe d gedreht werden kann. An dem Arme de dieſes Hebels ſind mittels kurzer Stangen die Enden der Schieberſtangen G, G_1 angeſchloſſen, und es läßt ſich folglich mittels dieſes Hebels die Schieberſtangenverbindung beliebig heben und ſenken, und dadurch nach Willkür entweder die eine oder

die andere Klaue mit dem Hebel H zum Eingriff bringen. Wenn bei dem Eingriffe der einen Klaue der Dampfſchieber hingeſchoben wird, ſo bewirkt dagegen der Eingriff der anderen Klaue das Zurückgehen des Dampfſchiebers; und wenn in dem einen Falle die Triebaxe nach der einen Richtung gedreht und hierbei der Dampfwagen vorwärts bewegt wird, ſo nimmt dagegen im zweiten Falle die Triebaxe die entgegengeſetzte und folglich auch der Dampfwagen eine rückwärtsgehende Bewegung an (vergl. II., §. 334). Beſchreibung einer abgebildeten Locomotive.

In Fig. 563 iſt auch noch eine Speiſepumpe op vor Augen geführt. Die Kolbenſtange m dieſer Pumpe iſt an das Querhaupt aa der Treibekolbenſtange B angeſchloſſen und der an ihr ſitzende Kolben bewegt ſich in dem Cylinder n hin und zurück, wobei das Speiſewaſſer durch das Rohr oO aus dem Tender angeſaugt und durch das Rohr pP bei q in den Keſſel eingedrückt wird.

Noch ſieht man bei V den ſogenannten Eiskratzer oder Schneeſchuh, wodurch etwa auf den Schienen liegende Körper von dieſen herabgeſtoßen werden. Endlich zeigt die Fig. 564 in X den Aſchenfall und in Y die an demſelben angebrachte und zum Reguliren des Luftzuges dienende Klappe.

§. 276. In Betreff des Bewegungsmechanismus der Dampfwagen müſſen noch folgende Specialitäten angegeben werden. Locomotivenmechanismen.

Die Dampfcylinder ſind aus Gußeiſen und befinden ſich entweder im Rauchkaſten oder unter oder neben demſelben, zuweilen aber auch, wie z. B. bei den Locomotiven von Crampton, an den Seiten des cylindriſchen Keſſelraumes. Wenn ſie außerhalb des Rauchkaſtens angebracht ſind, ſo muß man ihrer Abkühlung durch Filz- und Holz- oder Blechmäntel ſo viel wie möglich entgegenwirken. Jeder der beiden Dampfwege erhält den zehnten Theil der Kolbenfläche zu ſeinem Querſchnitte, dagegen der zwiſchen beiden befindliche Kanal, durch welchen der verbrauchte Dampf dem Ausblaſerohre zugeführt wird, den fünften Theil dieſer Fläche. Zum Ablaſſen des ſich beim Stillſtehen der Maſchine in den Cylindern niederſchlagenden Waſſers ſind kleine Hähnchen an den Enden der Cylinder angebracht, auch verſieht man die Cylinder noch mit Oel-Hähnen zum Schmieren der Kolben und Schieber. Von den beiden Deckplatten, wodurch die Dampfcylinder verſchloſſen werden, erhält die hintere zur Durchführung der Kolbenſtange eine meſſingene Stopfbüchſe mit Hanfliderung.

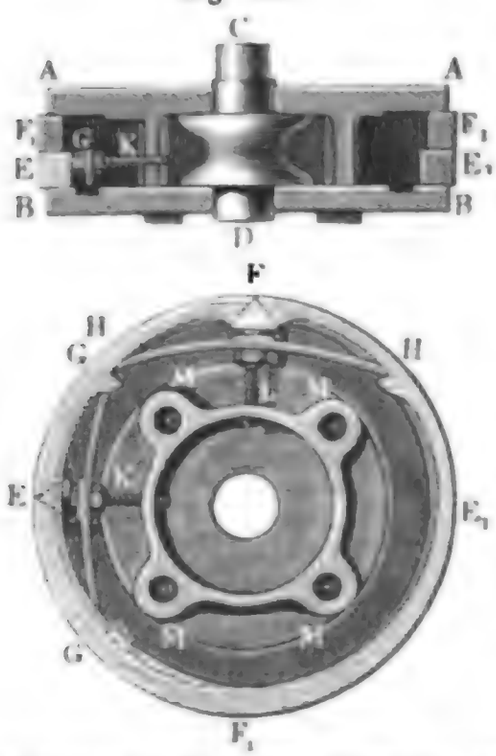
Die Dampfkolben erhalten eine ſchon aus Band II, §. 325 bekannte Metalliderung. Die letztere liegt zwiſchen zwei den eigentlichen Kolbenkörper ausmachenden Tellern aus Gußeiſen und beſteht aus zwei über

Digitized by Google

Locomotiven-mechanismen.

einander liegenden Ringen aus Bronze, Gußeiſen oder Stahl, welche mittels Stahlfedern gegen den inneren Umfang des Dampfcylinders angedrückt werden. Zu dieſem Zwecke wird jeder der Ringe ein- oder mehrmals ſo durchſchnitten, daß ſich triangulâre Zwiſchenräume bilden, in welche dann noch Metallkeile eingeſetzt werden, die von den Federn mittels eingeſchraubter Bolzen radial auswärts gedrückt werden. Die Teller werden mit ihren Augen in der Mitte über die Kolbenſtange weggeſteckt und mittels vier Schraubenbolzen feſt mit einander verbunden. Den horizontalen und vertikalen Durchſchnitt eines ſolchen Kolbens von circa 14 Zoll Durchmeſſer zeigt Fig. 567. Man ſieht hier in *A A* und *B B* die beiden Kolbenteller, in *C D* die zwiſchen beiden Tellern wulſtförmig verſtärkte Kolbenſtange, ferner zeigen *E E*$_1$ und *F F*$_1$ die Liderungsringe, welche bei *E* und *F* zerſchnitten ſind und durch Keile mittels der Federn *G G* und *H H* geſpannt werden; endlich ſind in *K* und *L* die Schraubenbolzen abgebildet, wodurch dieſe Federn geſpannt werden, und in *M*, *M*.. die Löcher für die Bolzen zum Zuſammenſchrauben der beiden Teller zu ſehen. Die Kolbenſtange macht man entweder aus Schmiedeeiſen oder aus Stahl, und ſie erhält im erſten Falle eine Stärke von circa $1\frac{3}{4}$ und im zweiten eine ſolche von $1\frac{1}{4}$ Zoll.

Fig. 567.



Das Querhaupt der Kolbenſtange hat eine Hülſe zum Aufſtecken auf das zu dieſem Zwecke coniſch geformte Ende der Kolbenſtange, und ein Auge zum Anſchließen der Kurbelſtange, und iſt mit Leitungsbacken verſehen, womit es in einem an dem Wagengeſtelle befeſtigten Leitungsrahmen beweglich iſt. Man verwendet zu dem Querhaupte geſchmiedetes Eiſen, und dagegen zu den an daſſelbe anzuſchraubenden Leitungsbacken Gußeiſen oder Bronze. Fig. 568 giebt zwei Abbildungen eines Querhauptes; es iſt hier *A* das Kolbenſtangenende, *B B* der Splint zur Befeſtigung deſſelben im Querhaupte, *C* das Auge zum Anſchließen der Kurbelſtange, und es ſind *D D*, *E E* die Leitungsbacken. Der Arm *F* dient zum Anſchluß der Kolbenſtange der Speiſepumpe. Was die Leitungsrahmen anlangt, ſo bildet man ſie in der Regel aus zwei Stahl- oder gehärteten Schmiedeeiſenſtäben, und ſchließt dieſelben einerſeits an die Stopfbüchſen der Cylinder und andererſeits an ſchmiedeeiſerne Stützen an, welche auf

Digitized by Google

den Langschwellen des Wagengestelles festgeschraubt werden. Sehr gewöhnlich bekleidet man auch die Reibungsflächen mit besonderen Stahlschienen, die man mittels Schrauben auf die Innenflächen des Leitungsrahmens aufschraubt. In Fig. 569 sieht man das Längenprofil eines

Fig. 568.

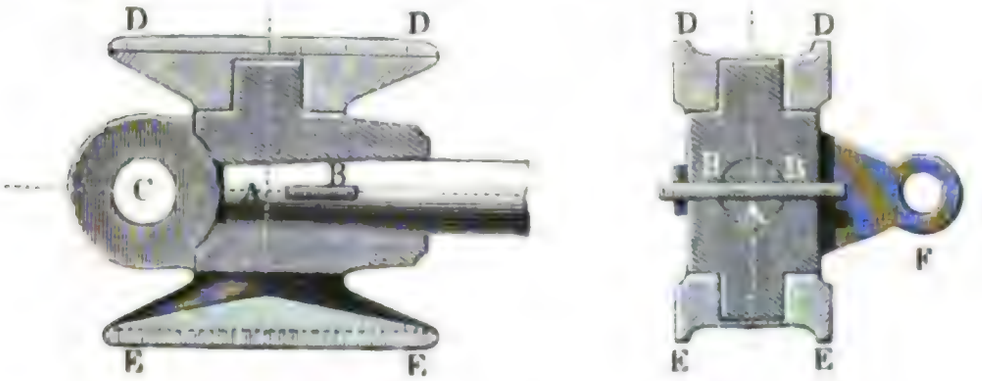
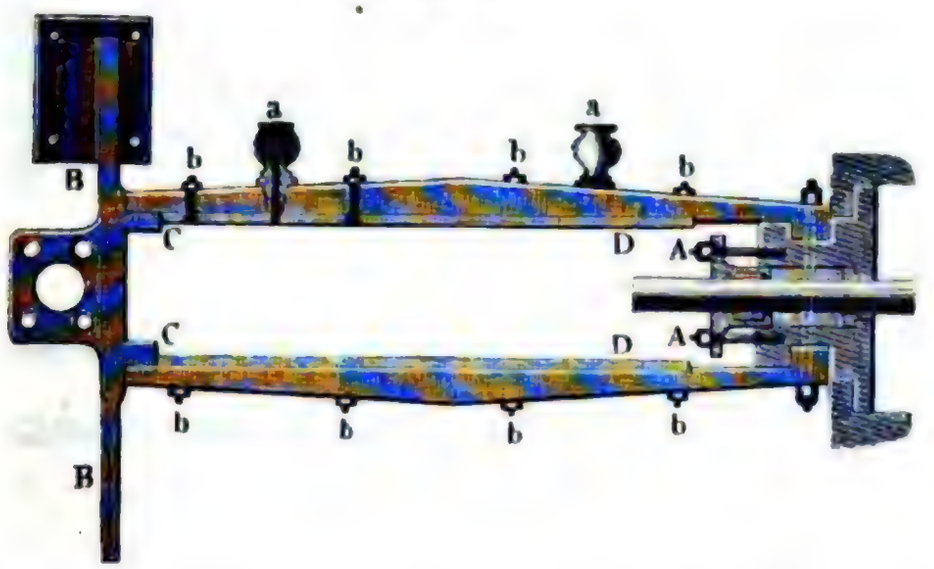


Fig. 569.



solchen Leitungsrahmens, und zwar in *A A* die Stopfbüchse und in *B B* den Support, woran die Leitungsschienen *C D*, *C D* angeschraubt sind; auch werden in *a*, *a* die Oelbecher und in *b*, *b*.. die Schrauben, womit die Reibungsschienen auf die Leitungsschienen aufgeschraubt werden, vor Augen geführt.

Die Kurbel- oder Triebstangen, welche die Kraft der Dampfkolben auf die Triebaxe übertragen, sind von Schmiedeeisen und haben mindestens fünfmal so viel Länge als die Kurbelarme. Man hat einfache und gabelförmige Triebstangen. Die einfachen Kurbelstangen sind Eisenstäbe von rectangulärem Querschnitte und laufen an beiden Enden in Köpfen aus, womit sie einerseits an die Querhäupter der Kolbenstange und andererseits an die Kurbelwarzen angeschlossen werden. Der kleinere Kopf umfaßt den Bolzen im Querhaupt der Kolbenstange, und der grö-

Digitized by Google

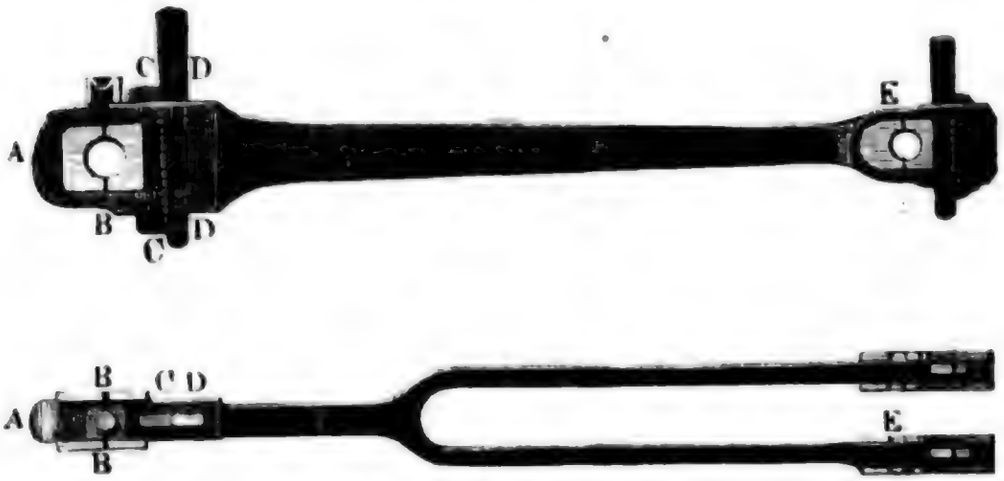
Locomotiven-mechanismen.

ßere ergreift die eine Warze der Triebaxe; beide ſind zu dieſem Zwecke mit Lagern aus Bronze ausgefüttert. Die gabelförmigen Triebſtangen bilden an dem einen Ende zwei Köpfe, welche die Bolzen im Querhaupte der Kolbenſtange von beiden Seiten erfaſſen. In Fig. 570 iſt die Längenanſicht

Fig. 570.

einer einfachen und in Fig. 571 iſt die Längenanſicht und der Grundriß

Fig. 571.



einer gabelförmigen Triebſtange abgebildet. Man ſieht in *A* den großen Kopf mit dem Metalllager *B B* für die Kurbelwarze und die Klammer *C C* und Keil *D D* zum Stellen derſelben, und ebenſo in *E* die Augen u. ſ. w. für den Bolzen im Querhaupte.

Damit der, zumal bei ſtark anſteigenden Gebirgsbahnen bedeutend anwachſende Widerſtand des Wagenzuges von der Locomotive überwunden werden könne, muß die Reibung derſelben auf der Schienenbahn möglichſt vergrößert werden, weshalb man in ſolchen Fällen noch eine zweite oder beide anderen Radaxen mit der Triebaxe kuppelt. Dieſes Kuppeln der Radaxen erfolgt durch ſogenannte Kuppelſtangen, welche mit ihren Köpfen an Warzen angeſchloſſen werden, die in die Nabe der Triebräder eingeſetzt ſind.

Die Triebaxe oder diejenige Wagenaxe, welche durch die Dampfkraft mittelſt der Kurbelſtangen in Umdrehung geſetzt wird, iſt entweder gerade, oder gekröpft; und zwar erſteres bei Dampfmaſchinen mit

Digitized by Google

außen liegenden Cylindern, und letzteres bei ſolchen mit innen liegenden Cylindern. Bei den Triebaxen der erſteren Art werden die Kurbeln durch die Triebräder ſelbſt gebildet, indem man die ſchmiedeeiſernen Warzen in die zu dieſem Zwecke verſtärkten Radnaben einſetzt; bei den Axen der zweiten Art ſind es dagegen die Kröpfe, wodurch die Kurbeln gebildet werden. Locomotivenmechanismen.

Die Zapfen oder Axenſchenkel, womit das Wagengeſtelle auf den Axen ruht, ſind entweder zwiſchen oder außerhalb beider Räder, je nachdem der Geſtellrahmen zwiſchen den Rädern oder außerhalb derſelben liegt. Eine gewöhnliche Radaxe der zweiten Art kennen wir ſchon aus §. 268, Fig. 551, Triebaxen der erſten Art hingegen ſind in den Figuren 572 und 573

Fig. 572.

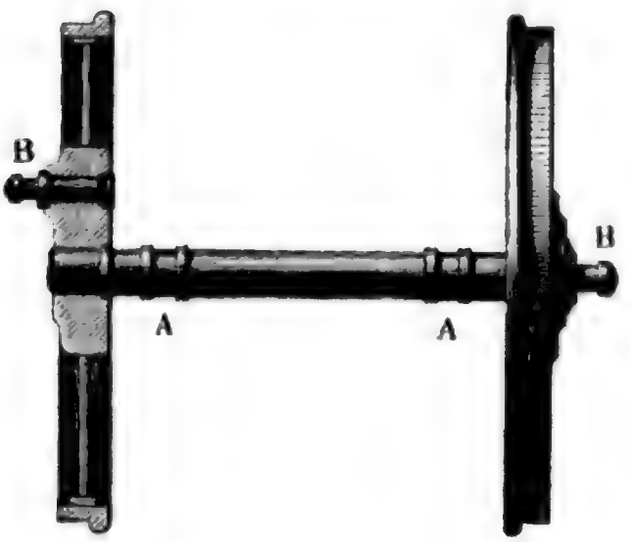
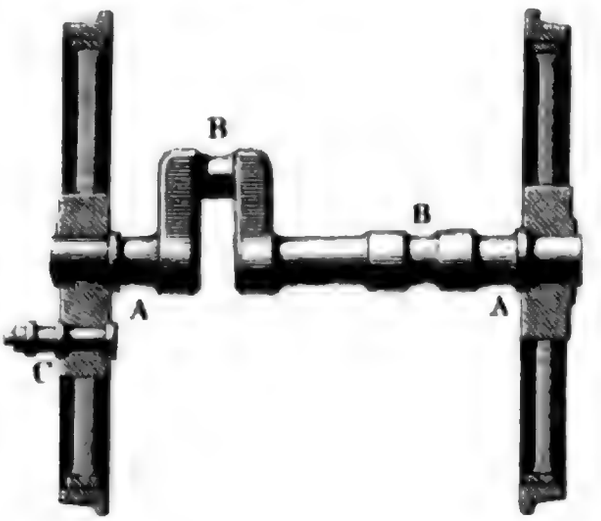


Fig. 573.



nebſt den Triebrädern vor Augen geführt, und zwar in Fig. 572 eine gerade und in Fig. 573 eine gekröpfte Triebaxe. Es ſind hier *A A* die Axenſchenkel, *B*, *B* die Kurbelwarzen und es iſt *C*, Fig. 573, eine Kuppelwarze. Das Nähere über die Conſtruction der Räder iſt aus §. 268 bekannt. Uebrigens ſoll man die Axenſchenkel ſo ſtark machen, daß der Druck auf den Quadratzoll nicht mehr als 300 bis 400 Pfund beträgt.

§. 277. Die Steuerung oder das regelmäßige Zulaſſen und Abſperren des Dampfes zum Dampfcylinder erfolgt durch den ſchon aus Band II. bekannten Dampfſchieber und mittels der in II., §. 334 beſchriebenen Kreisexcentriks. Was zunächſt die Dampfſchieber anlangt, ſo macht man dieſelben, der größeren Dauerhaftigkeit wegen, gewöhnlich aus Gußeiſen. Man giebt denſelben entweder eine horizontale, oder eine vertikale, oder eine geneigte Lage, und bringt dieſelben entweder über oder unter den Dampfcylindern an. Zur Bewegung des Dampfſchiebers dient eine genau rund abgedrehte Stange aus Stahl oder Locomotivſteuerung.

Locomotiv-Steuerung.

Schmiedeeiſen, welche den Schieber mittels eines Rahmens umfaßt und in einer Stopfbüchſe läuft. Der Schieberrahmen iſt entweder an ſeine Stange angeſchweißt, oder er wird mit derſelben durch Schrauben oder Keile feſt verbunden. Obgleich der Schieber durch den Dampf, welcher den Schieberkaſten anfüllt, gegen ſeine Lagerfläche angedrückt wird, ſo iſt es doch noch nöthig, die Schieberſtange nach der entgegengeſetzten Seite des Schiebers zu verlängern und das Ende derſelben entweder durch eine einfache Hülſe oder durch eine zweite Stopfbüchſe zu führen. Die Schieberſtange wird entweder direct oder erſt mittels eines Hebels von der Excentrikſtange in Bewegung geſetzt. Im erſteren Falle erhält ſie ihre Führung entweder durch eine einfache Leitungsbüchſe mit quadratiſchem Auge, oder durch einen Lenkarm, deſſen Drehungsaxe an den Dampfkeſſel angeſchloſſen iſt; im zweiten Falle hat die Schieberſtange nicht allein eine Leitungsbüchſe, ſondern auch eine zweiſchienige Lenkſtange, welche mittels Bolzen ſowohl einerſeits an das Schieberſtangenende als auch andererſeits an den oberen Arm des Zwiſchenhebels angeſchloſſen iſt.

Zu jedem Dampfſchieber gehören zwei Excentriks, von welchen wieder jedes aus einer Excentrikſcheibe, einem Excentrikband und einer Excentrikſtange beſteht. Die beiden Excentrikſcheiben ſind dicht neben einander auf der Triebaxe feſtgekeilt oder feſtgeſchraubt; man ſetzt ſie aus zwei Theilen zuſammen, wovon jeder die eine Hälfte der Triebaxe umfaßt, und verbindet dieſelben mittels Keile oder Stifte feſt mit einander. Um das ſeitliche Verrücken des Excentrikringes zu verhindern, bringt man in dem Umfang der Excentrikſcheibe eine Spur an, in welche dann theilweiſe der Excentrikring zu liegen kommt. Die Excentrikringe werden ebenfalls aus zwei Stücken zuſammengeſetzt; dieſelben erhalten diametral gerichtete Ohren, um ſie mit einander durch Schraubenbolzen verbinden zu können. Die Excentrikſtange macht entweder mit der einen Hälfte des Excentrikringes ein Ganzes aus, oder es ſind dieſe Stücke durch Schrauben mit einander verbunden. Im letzteren Falle macht man den Excentrikring aus Meſſing, während man die Excentrikſtangen aus Schmiedeeiſen beſtehen läßt. Wenn man die Speiſepumpe durch die Excentrikſtange in Bewegung ſetzen läßt, ſo giebt man der anderen Hälfte des Excentrikringes eine Naſe, welche durchlocht iſt, um einen Bolzen hindurchſtecken zu können. Die Länge einer Excentrikſtange iſt $4^1/_2$ bis 7 Fuß, ihre Dicke $^3/_4$ bis 1 Zoll und ihre Höhe nahe am Excentrikring 3 bis 4 Zoll und dagegen am Ende 2 bis 3 Zoll. Die Excentriks haben einen Durchmeſſer von 10 bis 12 Zoll und eine Dicke von 2 bis 3 Zoll.

Es ſind bei den Locomotiven zwei weſentlich verſchiedene Umſteuerungsſyſteme in Anwendung; nämlich die ältere mittels Klauen oder Gabeln und die neuere mittels der Stephenſon'ſchen Couliſſe. Die allgemeine

Digitized by Google

Einrichtung der Gabelſteuerung iſt zum Theil ſchon aus II., §. 334, Fig. 486 bekannt; ihre ſpecielle Einrichtung aber aus Fig. 574 zu entnehmen. Man ſieht hier bei $A\,B$ und $A_1\,B_1$ die beiden Excentriks, welche in entgegengeſetzten Stellungen auf der Triebwelle C befeſtigt ſind; ferner ſind $B\,D$ und $B_1\,D_1$ die Excentrikſtangen mit entgegengeſetzt gerichteten Gabeln D und D_1, und es iſt $E\,K\,F$ der um die Axe K drehbare Hebel, welcher zur Verbindung der Excentrikſtangen mit der Schieberſtange $F\,G\,S$ dient. Der nach unten gerichtete Arm $K\,E$ dieſes Hebels hat bei E eine Warze, welche genau in die halbkreisförmigen Vertiefungen der Excentrikgabeln paßt, wogegen der nach oben gerichtete Arm $K\,F$ durch einen Bolzen mit dem Gelenke $F\,G$ am Ende der Schieberſtange verbunden iſt. Um nach Belieben die Warze E mittels der einen oder der anderen Gabel erfaſſen zu können, iſt die eine Gabel D mittels einer einfachen Lenkſtange, und die andere Gabel D_1 mittels zweier ſolcher Stangen und eines Hebels $L\,M\,N$ an einen Hebel $H\,O\,R$ dergeſtalt angeſchloſſen, daß beim Drehen des letzteren nach der einen oder der anderen Richtung ſtets beide Gabeln zugleich gehoben oder geſenkt werden. Dieſes Drehen des Hebels wird von dem Locomotivenführer durch einen Rückhebel bewirkt, der mittels einer in der Figur nur zum Theil abgebildeten Stange T an den dreiarmigen Hebel

Locomotivſteuerung

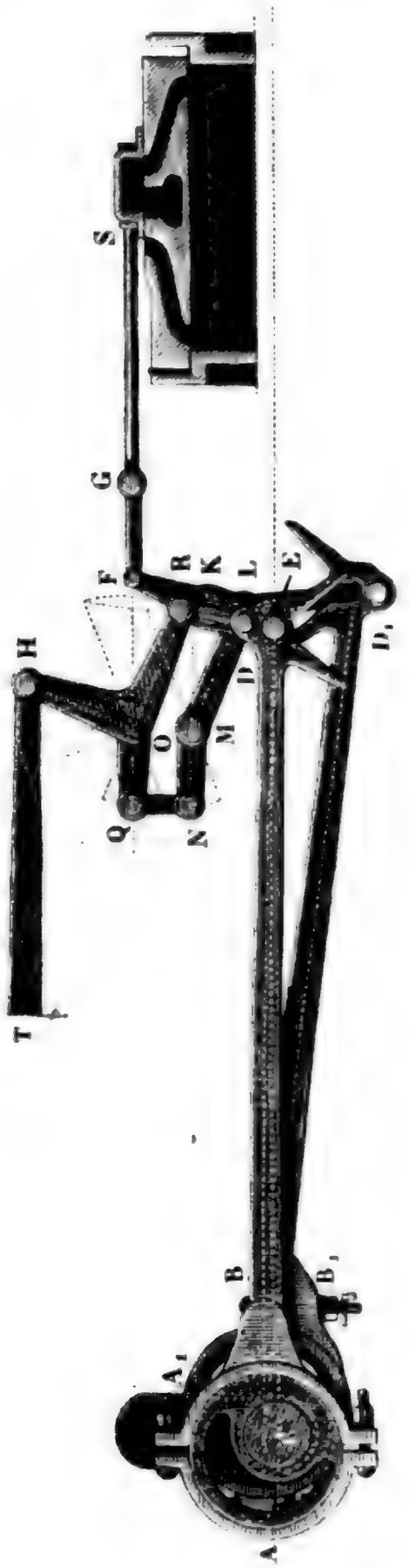


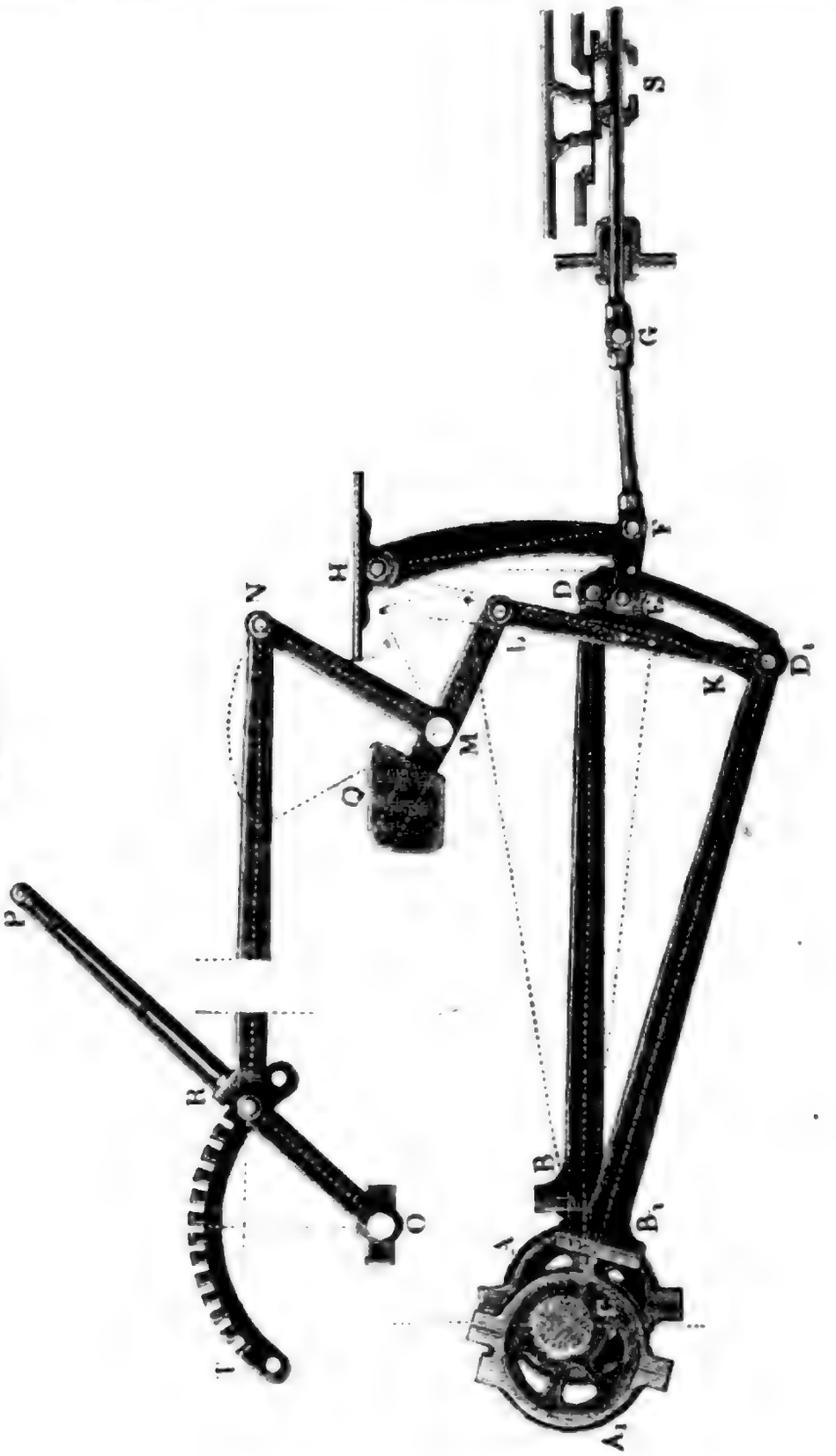
Fig. 574.

Locomotiv-Steuerung.

HOR angeſchloſſen iſt. Es iſt leicht zu ermeſſen, daß das Aus- und Einrücken einer Gabel nur dann erfolgen kann, wenn die Warze E, und folglich auch der Schieber S, ſich in der Mitte ihres Laufes befinden, und daß nach einem ſolchen Wechſel des Eingriffes, die Bewegung des Schiebers die entgegengeſetzte Richtung annehmen muß.

Bei dem Steuerungsmechanismus mittels der Stephenſon'ſchen Couliſſe ſind die Enden D und D_1 der beiden Excentrikſtangen feſt an der Couliſſe oder dem Steuerrahmen $D D_1$, Fig. 575, angeſchloſſen, und

Fig. 575.



Digitized by Google

derſelbe iſt mittels einer Stange KL an einen Winkelhebel LMN aufgehangen, wodurch er innerhalb gewiſſer Grenzen aufgezogen und niedergelaſſen werden kann. Die Couliſſe hat die Form eines langgezogenen Ringes oder Kettengliedes (vergl. III., §. 251) und iſt mit einer rinnenförmigen Leitung ausgerüſtet, in welcher ein verſchiebbarer Kopf E liegt, der von dem Ende der Dampfſchieberſtange FGS ergriffen wird. In Fig. 575 ſieht man auch einen Theil des von dem Locomotivführer commandirten Rückhebels OP und die Stange NR, welche denſelben mit dem Winkelhebel NML verbindet, woran der Steuerrahmen aufgehangen iſt. Der Rückhebel bewegt ſich an einem mit Kerben verſehenen Kreisſector RT, worin er durch einen Riegel PR in verſchiedenen Stellungen fixirt werden kann; zur leichteren Bewegung deſſelben iſt der Winkelhebel LMN noch mit einem Gegengewichte Q ausgerüſtet. Es iſt leicht einzuſehen, daß ſich, da das Ende der Schieberſtange in einer Leitung liegt, oder an einem Lenkarme FH aufgehangen iſt, während der Bewegung des Rückhebels der Steuerrahmen über den Kopf E hinſchiebt, und daß dadurch dieſer Kopf bald dem einen, bald dem anderen Ende des Steuerrahmens näher gebracht werden kann. Steht der Kopf in der Mitte zwiſchen den Angriffspunkten der beiden Excentrikſtangen, ſo fällt die Bewegung des Schiebers faſt Null aus; je näher hingegen derſelbe dem Angriffspunkt der einen oder der anderen Excentrikſtange kommt, deſto mehr folgt er natürlich auch der Bewegung derſelben. Da nun aber die eine Excentrikſtange rückwärts geht, während ſich die andere vorwärts ſchiebt, ſo nimmt daher auch der Schieber die entgegengeſetzte Bewegung an, ſo wie man den Steuerrahmen aus einer Stellung in die entgegengeſetzte bringt.

Locomotivſteuerung.

§. 278. Der Stephenſon'ſche Steuerrahmen iſt nicht allein ein bequemes Hülfsmittel zum Umſteuern einer Dampfmaſchine, ſondern auch ein höchſt einfacher und nützlicher Mechanismus zur Erzielung einer variablen Dampfexpanſion. Um die Wirkungsweiſe dieſer Vorrichtung vollſtändig beurtheilen zu können, iſt es nöthig, ſich das in II., §. 336 u. f. w. über das Verhältniß der Schieberbewegung zur Dampfkolbenbewegung Abgehandelte genau wieder zu vergegenwärtigen, wozu insbeſondere noch die Betrachtung der graphiſchen Darſtellung in Fig. 576 (a. f. S.) zweckdienlich ſein wird. Wir haben ſchon in II., §. 338 die Wege des Dampfkolbens als Abſciſſen und die entſprechenden Schieberwege als Ordinaten einer Curve aufgetragen und bewieſen, daß dieſe Curve eine Ellipſe iſt. Um dieſe Curve ohne Weiteres finden zu können, haben wir bei der Darſtellung in Fig. 576 angenommen, daß dieſe beiden Wege rechtwinkelig gegen einander ſtehen, daß ſich z. B. der Dampfkolben nicht in der Richtung AB oder BA des Dampfſchiebers, ſondern in der Richtung DD_1 rechtwinkelig gegen AB bewege. Iſt $CD = CD_1$ die Armlänge des

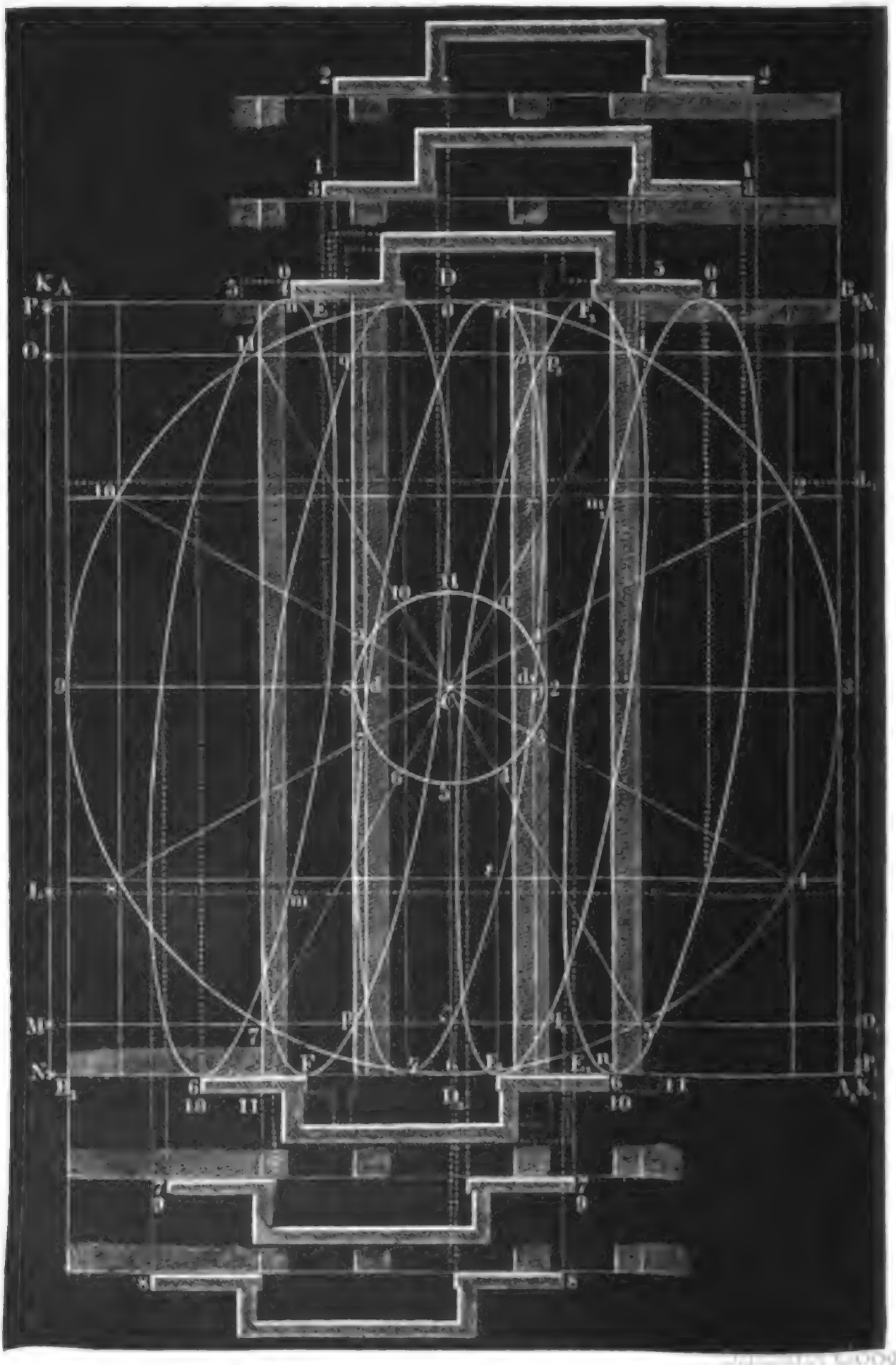
Schieberbewegung.

Digitized by Google

Schieber-bewegung.

um die Axe C umlaufenden Krummzapfens und $Cd = Cd_1$ die Excentricität oder Armlänge des ebenfalls um C drehbaren Excentriks, ſo wird

Fig. 576.



folglich während einer Umdrehung um C der Kolben den Weg $D D_1$ und dagegen der Schieber den Weg $d d_1$ hin und zurück durchlaufen. Da der Schiebermechanismus in Folge seiner hin- und rückgängigen Bewegung in Kurzem einen, wenn auch nur kleinen todten Gang erhält, und da ohnedies der Dampf nicht momentan zu- und abströmen kann, so muß man nicht allein den Weg, auf welchem der Dampf dem Cylinder zugeführt, sondern auch den Weg, auf welchem er aus demselben abgeleitet wird, schon etwas eher eröffnen, als der Dampfkolben seinen Weg vollendet hat. Dieses Vorgehen oder Voreilen des Dampfschiebers wird theils dadurch erlangt, daß man die Dampfwege mittels einer gewissen Fläche vom Dampfschieber bedeckt, und theils dadurch, daß man dem Excentrik eine besondere Stellung gegen den Krummzapfen giebt. Steht der Dampfkolben in $A B$ oder $A_1 B_1$, d. i. am Ende seines Weges, so müßte der Dampfschieber die Mitte seines Weges, also die Stellung $5 \div 5$ einnehmen, und die Dampfwege $E F$ und $F_1 E_1$ mit seiner Breite bedecken, wenn kein Voreilen stattfinden sollte. Wird aber ein Voreilen des Dampfschiebers verlangt, so muß der Schieber bei der angenommenen Stellung des Dampfkolbens die Stellung $0 \div 0$ einnehmen, wobei nicht nur einerseits der Dampfweg $E F$ zur Zuleitung des Dampfes über den Kolben, sondern auch andererseits der Kanal $F_1 E_1$ zum Abströmen des Dampfes in den Raum $D D_1$ eröffnet wird, welcher entweder in den Condensator oder in die freie Luft führt. Theilt man den Warzenkreis $D D_1$ des Krummzapfens, und ebenso den Excentrikkreis $d d_1$ in gleiche Theile, wie z. B. in der Figur, jeden in zwölf gleiche Theile, und zieht man durch die Theilpunkte des einen Parallellinien zu $A B$ oder $A_1 B_1$, und durch die des zweiten Parallellinien zu $A B_1$ oder $A_1 B$, so schneiden diese Parallelen die entsprechenden Kolbenwege auf $D D_1$ und die entsprechenden Schieberwege auf $A B = A_1 B_1$ ab, und es ist nun leicht, die Curve zu construiren, welche den Zusammenhang zwischen diesen Wegen graphisch darstellt. Zur Erreichung eines gewissen Voreilens ist es natürlich nöthig, daß das Excentrik um einen gewissen Winkel dem Krummzapfen vorausgestellt sei, daß also auch Null des Excentriks um einen gewissen Winkel, z. B. in der Figur um 30 Grad, dem Nullpunkt D des Krummzapfens vorausgehe. Dies vorausgesetzt, haben wir nur die Durchschnitte α, β, γ, δ . . zwischen den Parallelen zu $A B$ durch 0, 1, 2, 3 . . des Warzenkreises und den Parallelen zu $A B_1$ durch 0, 1, 2, 3 . . des Excentrikkreises aufzusuchen, um beliebige Punkte in der Schiebercurve zu bestimmen. Diese Curve $\alpha \beta \gamma \delta$ .. entspricht nur dem Mittelpunkte des Schiebers; verschiebt man aber dieselbe rechts und links um die Abstände der Endpunkte der beiden Schieberdecken von diesem Mittelpunkte, so führt dieselbe auch den Zusammenhang zwischen den Kolbenständen und den verschiedenen Ex-

Schieberbewegung.

Schieber-bewegung

α den Winkel bezeichnet, um welchen das Excentrik dem Krummzapfen vorgeſtellt iſt, und wenn vorausgeſetzt wird, daß die Excentrikſtange ſehr lang ſei.

Bezeichnen wir nun noch den Abſtand der inneren Seitenwand der Schiebermündungen von der Mittellinie $D D_1$ durch a, die Breite dieſer Mündungen durch b, alſo den Abſtand der äußeren Seitenwand derſelben von eben dieſer Axe durch $a + b$, drücken wir endlich die halbe innere Weite des Schiebers durch a_1 und die Breite einer Schieberdecke durch b_1, alſo die halbe äußere Schieberbreite durch $a_1 + b_1$ aus, ſo haben wir:

1) die dem Schieberwege s_1 entſprechende äußere Schieberöffnung:

$$z_1 = a + b + s_1 - (a_1 + b_1) = s_1 - [b_1 - b - (a - a_1)],$$

und dagegen

2) die dem Schieberwege s_2 entſprechende innere Schieberöffnung:

$$z_2 = a_1 + s_2 - a = s_2 - (a - a_1).$$

Geht das äußere Schieberdeckende durch die äußere Mündungswand $m n$, ſo iſt $z_1 = 0$, und folglich die entſprechende äußere Schieberbedeckung:

$$s_1 = b_1 - b - (a - a_1),$$

und geht dagegen das innere Ende der Schieberdecke durch die innere Mündungswand $p q$, ſo hat man $z_2 = 0$, und folglich die entſprechende innere Schieberbedeckung:

$$s_2 = a - a_1.$$

Nun iſt aber

$$s_1 = r_1 \, sin. \, (\alpha + \varphi_1) \text{ und}$$
$$s_2 = r_1 \, sin. \, (\alpha + \varphi_2)$$

zu ſetzen, wenn man unter φ_1 und φ_2 die den Wegen s_1 und s_2 entſprechenden Stellwinkel der Krummzapfenwarze verſteht; folglich hat man umgekehrt:

$$sin. \, (\alpha + \varphi_1) = \frac{b_1 - b - (a - a_1)}{r_1}$$

und

$$sin. \, (\alpha + \varphi_2) = \frac{a - a_1}{r_1}.$$

Jede dieſer beiden Formeln giebt zwei Winkelwerthe, nämlich einen ſpitzen und einen ſtumpfen Winkel, und allen dieſen vier Winkeln entſprechen die Punkte m, n, p und q, welche die Anfänge des Abſperrens, des Ablaſſens, des Comprimirens und des Zulaſſens angeben, und zwar giebt

der ſpitze Werth von φ_1 in m den Anfang des Abſperrens,
" " " " φ_2 in p den Anfang des Ablaſſens,
" ſtumpfe " " φ_2 in q den Anfang des Comprimirens, und
" " " " φ_1 in n den Anfang des Dampfzulaſſens an.

Aus dieſen vier Winkelwerthen beſtimmen ſich nun auch mittels der Formel:

Digitized by Google

ſieht man, daß dieſelbe die linke Begrenzung des Dampfweges EF in m und n durchſchneidet, und es iſt hieraus zu ſchließen, daß bei den entſprechenden Stellungen des Dampfkolbens der Dampf das eine Mal abgeſperrt und das andere Mal von Neuem zugelaſſen wird. Die folgende Curve, welche dem inneren Ende der linken Schieberdecke entſpricht, ſchneidet die rechte Begrenzung des Dampfweges EF in den Punkten p und q, und es iſt hieraus zu folgern, daß bei den zugehörigen Kolbenſtellungen das eine Mal der Dampfabfluß beginnt und das andere Mal derſelbe wieder unterbrochen wird. Faßt man nun beide Curven zuſammen, ſo ergiebt ſich, daß bei der Bewegung des Kolbens von K nach L Dampfzufluß, daß ferner auf dem weiteren Wege LM Dampfabſperrung, alſo auch Expanſion des Dampfes ſtatt hat, und daß bei Zurücklegung des letzten Wegtheiles MN der Dampf im Ausblaſen begriffen iſt; auch läßt ſich erſehen, daß beim Rückgange des Kolbens während der Durchlaufung des Weges NO der im vorigen Spiele zur Wirkung gelangte Dampf noch fernerhin ausbläſt, daß ferner auf dem Wege OP eine Compreſſion des Dampfes ſtatt hat, und daß endlich während der letzten ganz kleinen Aufgangsbewegung ſchon wieder Dampf zufließt. Dieſelben Verhältniſſe kommen natürlich auch bei der rechten Schieberdecke, jedoch in umgekehrter Ordnung vor, wo die eine Curve die rechte Seite des Dampfkanales $E_1 F_1$ in m_1 und n_1 und die andere Curve die linke Seite deſſelben in p_1 und q_1 ſchneidet, woraus daher folgt, daß beim Aufgange des Kolbens während der Durchlaufung des Weges $K_1 L_1$, Dampfzufluß, während der des Weges $L_1 M_1$, Abſperrung und während der Zurücklegung des letzten Wegtheiles $M_1 N_1$, Dampfabfluß, daß endlich beim Rückgange des Kolbens auf dem Wege $N_1 O_1$ weiterer Dampfabfluß, auf dem Wege $O_1 P_1$ Dampfcompreſſion und auf dem ganz kleinen Wege $P_1 K_1$ wieder Dampfzutritt ſtatt hat.

Schieberbewegung

§. 279. Es iſt nun auch noch nöthig, die Beziehungen zwiſchen den Kolbenwegen und den Wegen des Dampfſchiebers algebraiſch auszudrücken und insbeſondere die Momente des Dampfzutrittes, Dampfabſperrens u. ſ. w. zu beſtimmen. Iſt r die Armlänge $CD = CD_1$ des Krummzapfens, l die Länge der Kurbelſtange und φ der Umdrehungswinkel deſſelben, von dem Nullpunkte 0 oder D ausgegangen, ſo hat man den entſprechenden Weg des Dampfkolbens, von D aus gemeſſen:

$$s = r(1 - cos.\varphi) \mp \frac{r^2 (sin.\varphi)^2}{2l}$$ (ſ. II., §. 338, und III., §. 95).

Mißt man dagegen die Schieberwege (s_1) vom Mittelpunkte der Schieberſtellung aus, ſo hat man für dieſelben den Ausdruck:

$$s_1 = r_1 sin.(\alpha + \varphi),$$

wenn r_1 die Excentricität oder die Armlänge $Cd = Cd_1$ des Excentriks, und

Digitized by Google

Excenterbewegung.

α den Winkel bezeichnet, um welchen das Excentrik dem Krummzapfen vorgeſtellt iſt, und wenn vorausgeſetzt wird, daß die Excentrikſtange ſehr lang ſei.

Bezeichnen wir nun noch den Abſtand der inneren Seitenwand der Schiebermündungen von der Mittellinie $D D_1$ durch a, die Breite dieſer Mündungen durch b, alſo den Abſtand der äußeren Seitenwand derſelben von eben dieſer Axe durch $a + b$, drücken wir endlich die halbe innere Weite des Schiebers durch a_1 und die Breite einer Schieberdecke durch b_1, alſo die halbe äußere Schieberbreite durch $a_1 + b_1$ aus, ſo haben wir:

1) die dem Schieberwege s_1 entſprechende äußere Schieberöffnung:

$$z_1 = a + b + s_1 - (a_1 + b_1) = s_1 - [b_1 - b - (a - a_1)],$$

und dagegen

2) die dem Schieberweg s_2 entſprechende innere Schieberöffnung:

$$z_2 = a_1 + s_2 - a = s_2 - (a - a_1).$$

Geht das äußere Schieberende durch die äußere Mündungswand $m n$, ſo iſt $z_1 = 0$, und folglich der entſprechende Schieberweg:

$$s_1 = b_1 - b - (a - a_1),$$

und geht dagegen das innere Ende der Schieberdecke durch die innere Mündungswand $p q$, ſo hat man $z_2 = 0$, und folglich den entſprechenden Schieberweg:

$$s_2 = a - a_1.$$

Nun iſt aber

$$s_1 = r_1 \sin.(\alpha + \varphi_1) \text{ und}$$
$$s_2 = r_1 \sin.(\alpha + \varphi_2)$$

zu ſetzen, wenn man unter φ_1 und φ_2 die den Wegen s_1 und s_2 entſprechenden Stellwinkel der Krummzapfenwarze verſteht; folglich hat man umgekehrt:

$$\sin.(\alpha + \varphi_1) = \frac{b_1 - b - (a - a_1)}{r_1}$$

und

$$\sin.(\alpha + \varphi_2) = \frac{a - a_1}{r_1}.$$

Jede dieſer beiden Formeln giebt zwei Winkelwerthe, nämlich einen ſpitzen und einen ſtumpfen Winkel, und allen dieſen vier Winkeln entſprechen die Punkte m, n, p und q, welche die Anfänge des Abſperrens, des Ablaſſens, des Comprimirens und des Zulaſſens angeben, und zwar giebt der ſpitze Werth von φ_1 in m den Anfang des Abſperrens,

» » » » φ_2 in p den Anfang des Ablaſſens,
» ſtumpfe » » φ_2 in q den Anfang des Comprimirens, und
» » » » φ_1 in n den Anfang des Dampfzulaſſens an.

Aus dieſen vier Winkelwerthen beſtimmen ſich nun auch mittels der Formel:

Digitized by Google

Schieber-bewegung.

$$s = r\,(1 - cos.\,\varphi) \mp \frac{r^2}{2\,l}\,(sin.\,\varphi)^2$$

die entsprechenden Kolbenwege, wenn man darin statt φ die angegebenen Werthe für φ_1 und φ_2 einsetzt. Auch ist es nun leicht, hieraus wieder das bei jedem Kolbenspiele verbrauchte Dampfquantum und den Expansionsgrad der Maschine zu bestimmen.

Beispiel. Es sei bei einer Locomotivmaschine der Abstand der inneren Kanalwand von der Mittellinie, $a = 1{,}2\,r_1$, die Breite der Kanalmündung $b = 0{,}8\,r_1$, ferner die halbe innere Schieberweite $a_1 = 1{,}1\,r_1$ und die Breite einer Schieberdecke $b_1 = 1{,}3\,r_1$; man soll für ein Voreilen des Excentriks von $\alpha = 30$ Grad die Bewegungsverhältnisse des Dampfschiebers angeben.

Es ist zunächst für die Dampfadmission:

$$sin.\,(\alpha + \varphi_1) = \frac{b_1 - b - (a - a_1)}{r_1} = -\,0{,}5 - 0{,}1 = 0{,}4$$

und daher:

$$\alpha + \varphi_1 = 23°, 35' \text{ oder } 156°, 25',$$

hiernach:

$$\varphi_1 = -\,6°, 25' \text{ oder } 126°, 25';$$

es tritt also bei dem Drehungswinkel des Krummzapfens von 126°, 25' die Dampfabsperrung ein, und es erfolgt dagegen die neue Admission des Dampfes, wenn die Krummzapfenwarze noch 6°, 25' vor ihrem todten oder Anfangspunkte steht.

Dann haben wir:

$$sin.\,(\alpha + \varphi_2) = \frac{a - a_1}{r_1} = -\,0{,}1,$$

und hiernach:

$$\alpha + \varphi_2 = -\;5°, 45' \text{ oder } 185°, 45',$$

daher:

$$\varphi_2 = -\,35°, 45' \text{ oder } 155°, 45';$$

wonach also das Dampfablassen bei 155°, 45' Warzenstellung und die Compression des Dampfes 35°, 45' vor der völligen Umdrehung der Warze beginnt.

Nehmen wir nun noch an, daß die Länge der Kurbelstange $l = 5\,r$ sei, so haben wir:

1) den Kolbenweg während des Dampfzuflusses oder beim Eintritt der Dampfabsperrung:

$$\begin{aligned} s_1 &= (1 - cos.\,\varphi_1)\,r - 0{,}1\,(sin.\,\varphi_1)^2\,r \\ &= [1 - cos.\,126°, 25' - 0{,}1\,(sin.\,126°, 25')^2]\,r \\ &= (1 + 0{,}5937 + 0{,}0648)\,r = 1{,}5289\,r \text{ oder } 1{,}6585\,r. \end{aligned}$$

2) den Kolbenweg beim Eintritt des Dampfausblasens:

$$\begin{aligned} s_2 &= (1 - cos.\,\varphi_2)\,r - 0{,}1\,(sin.\,\varphi_2)^2\,r \\ &= [1 - cos.\,155°, 45' \mp 0{,}1\,(sin.\,155°, 45')^2]\,r \\ &= (1 + 0{,}9118 \mp 0{,}0169)\,r = 1{,}8949\,r \text{ oder } 1{,}9287\,r. \end{aligned}$$

Es ist folglich der Weg während der Expansion:

$$s_2 - s_1 = 1{,}8949\,r - 1{,}5289\,r = 0{,}3660\,r,$$

oder:

$$= 1{,}9287\,r - 1{,}6585\,r = 0{,}2702\,r,$$

und das Expansionsverhältniß:

$$\varepsilon = \frac{s_2}{s_1} = \frac{1{,}8949\,r}{1{,}5289\,r} = 1{,}239 \text{ oder } \frac{1{,}9287}{1{,}6585} = 1{,}163.$$

Digitized by Google

Schieber-bewegung.

Ferner iſt für den Rückgang des Kolbens:

3) der Kolbenweg beim Eintritt der Compreſſion:

$$s_1 = [(1 + \cos. 35°, 45') \pm 0{,}1\ (\sin. 35°, 45')^2]\, r$$
$$= (1 + 0{,}8116 \pm 0{,}0342)\, r = 1{,}8458\, r \text{ oder } 1{,}7774\, r$$

und der Kolbenweg bei Eröffnung des Dampfweges:

4) $$s_2 = [1 + \cos. 6°, 25' \pm 0{,}1\ (\sin. 6°, 25')^2]\, r$$
$$= (1 + 0{,}9937 \pm 0{,}0012)\, r = 1{,}9949\, r \text{ oder } 1{,}9925\, r.$$

Es iſt folglich der Weg während der Compreſſion:

$$s_2 - s_1 = 1{,}9949\, r - 1{,}8458\, r = 0{,}1487\, r$$

oder:

$$1{,}9925\, r - 1{,}7774\, r = 0{,}2151\, r,$$

und das Compreſſionsverhältniß:

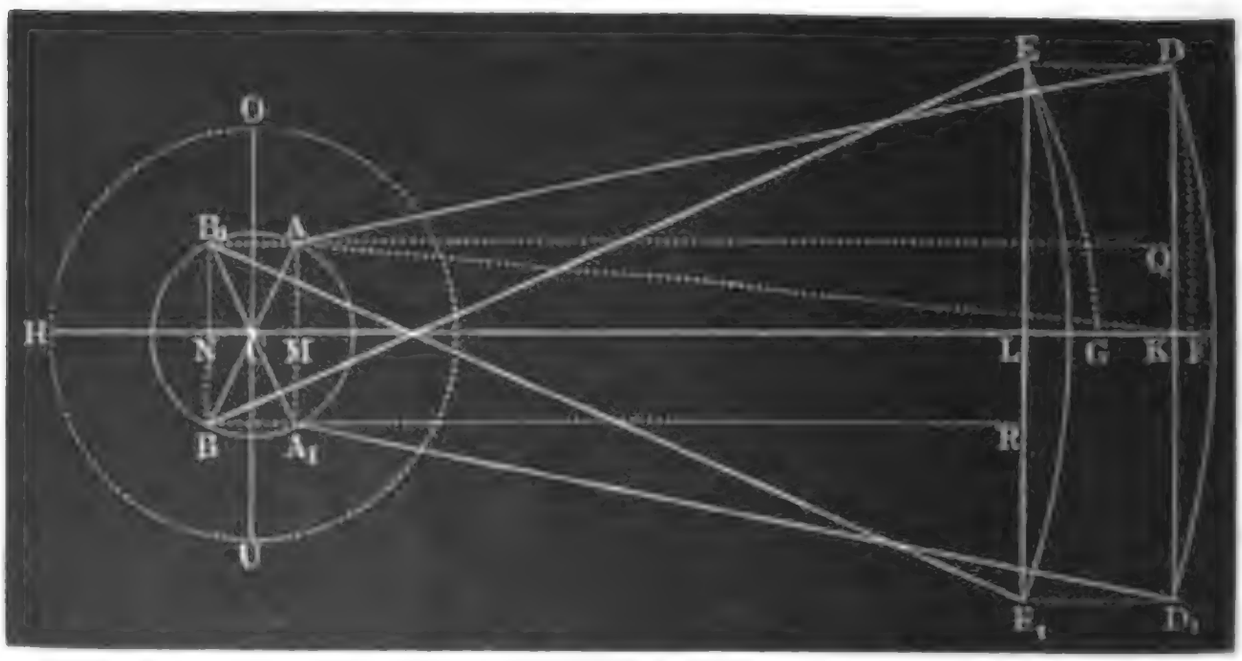
$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{1{,}9949}{1{,}8458} = 1{,}082, \text{ oder } = \frac{1{,}9925}{1{,}7774} = 1{,}21.$$

Der Arbeitsverluſt, welchen die Vergrößerung des Gegendrucks in Folge dieſer Compreſſion verurſacht, wird dadurch faſt ganz wieder ausgeglichen, daß er eine ihm entſprechende Dampferſparniß veranlaßt.

Stephenſon'ſche Couliſſe

§. 280. Die Bewegungsverhältniſſe eines Dampfſchiebers mittels der Stephenſon'ſchen Couliſſe und doppelter Excentriks erfordern eine beſondere Unterſuchung. In Fig. 578 ſei C die Triebaxe, HOU

Fig. 578.



der Warzen- und $A\,A_1\,B_1\,B$ der Excentrikkreis. Denken wir uns die Axe des Dampfcylinders um 90 Grad gedreht, nehmen wir alſo wieder an, daß der Dampfkolben auf- und niedergehe, während ſich der Schieber hin- und herbewegt. Dann ſind O und U die todten Punkte des Krummzapfens, wo ſich die Krummzapfenwarze befindet, wenn der Dampfkolben an den Enden ſeines Weges ſteht, und ſich der Schieber um das ſogenannte Voreilen rechts oder links von ſeiner mittleren

Stellung entfernt hat. Trägt man den Winkel α des Voreilens in C zu beiden Seiten auf OU auf, ſo ſchneidet man von dem Excentrikkreiſe zwei Paar Punkte A und A_1, B und B_1 ab, in welchen die Mittelpunkte der beiden Excentriks ſtehen, wenn ſich die Krummzapfenwarze in den todten Punkten befindet. Giebt man nun noch die Länge $l_1 = AD = A_1D_1 = BE = B_1E_1$ einer Excentrikſtange und die halbe Länge $c = KD = KD_1 = LE = LE_1$ der Couliſſe, ſo findet man die dieſer Stellung des Krummzapfens entſprechende Couliſſenſtellung, wenn man in den Abſtänden $+c$ und $-c$ zu beiden Seiten der Horizontalen CK Parallelen zu dieſer Linie zieht und mit der Länge l_1 aus A und B die obere und aus A_1 und B_1 die untere Parallele durchſchneidet. Verbindet man nun die oberen Durchſchnittspunkte D und E mit den unteren Durchſchnittspunkten D_1 und E_1, durch gerade Linien DD_1 und EE_1, ſo geben dieſe die Stellungen der Couliſſe an, wenn die Warze des Krummzapfens in dem einen oder dem anderen todten Punkte O oder U iſt. Stephenſon'ſche Couliſſe.

Wenn beim Umſteuern die Couliſſe ſo weit herabgelaſſen wird, daß D in die Horizontale CK kommt, ſo wird der in der Mitte K der Couliſſe angreifende Schieberſtangenkopf, und folglich auch der Schieber ſelbſt, um einen gewiſſen Weg KF verſchoben werden, wenn die Axe der Couliſſe DKD_1 eine gerade Linie bildet. Dieſer Weg iſt:

$$KF = CF - CK = CM + MF - (CM + AQ) = MF - AQ.$$

inſofern AM ein Perpendikel auf CK und AQ eine Parallele zu CK bezeichnet. Nun iſt aber:

$$MF = \sqrt{\overline{AF^2} - \overline{AM^2}} = \sqrt{l_1^2 - (r_1 \cos.\alpha)^2} = l_1 - \frac{(r_1 \cos.\alpha)^2}{2 l_1} + \cdots$$

und

$$AQ = \sqrt{\overline{AD^2} - \overline{DQ^2}} = \sqrt{l_1^2 - (\overline{DK - AM^2})} =$$

$$= \sqrt{l_1^2 - (c - r_1 \cos.\alpha)^2} = l_1 - \frac{(c - r_1 \cos.\alpha)^2}{2 l_1} = l_1 - \frac{c^2}{2 l_1} + \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l_1} - \left(\frac{r_1 \cos.\alpha}{2 l_1}\right)^2.$$

Daher haben wir annähernd:

$$KF = \frac{c^2}{2 l_1} - \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l^1}.$$

Denſelben Werth für KF erhalten wir natürlich auch für das Aufziehen der Couliſſe um c, wo dann D_1 nach F kommt. Anders iſt es aber bei der gekreuzten Stellung der Excentrikſtangen, wo die eine Stange die Lage BE und die andere die Lage B_1E_1 hat. Wenn man hier E nach G herabläßt, ſo hat man den entſprechenden Weg des Schiebers:

Digitized by Google

Stephenson'sche Coulisse.

$$LG = NG - BR,$$

insofern BN ein Loth auf CK und BR eine Parallele zu CK ist.

Nun hat man aber:

$$NG = \sqrt{BG^2 - BN^2} = \sqrt{l_1^2 - (r_1 \cos.\alpha)^2} = l_1 - \frac{r_1^2 \cos.\alpha^2}{2 l_1} + \ldots$$

und

$$BR = \sqrt{BE^2 - ER^2} = \sqrt{BE^2 - (EL + NB)^2} =$$

$$= \sqrt{l_1^2 - (c + r_1 \cos.\alpha)^2} = l_1 - \frac{(c + r_1 \cos.\alpha)^2}{2 l_1} = l_1 - \frac{c^2}{2 l_1}$$

$$- \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l_1} - \frac{r_1^2 \cos.\alpha^2}{2 l_1},$$

daher ist

$$LG = \frac{c^2}{2 l_1} + \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l_1}$$

zu setzen.

Jedenfalls ist zu wünschen, daß sowohl beim Niederlassen als auch beim Heben der Coulisse der Schieber so wenig wie möglich verschoben werde, und deshalb macht man die Coulisse auch nicht geradlinig, sondern man krümmt sie nach einem gewissen Halbmesser z. Diesem Halbmesser und der halben Sehne $KD = LE = c$ entspricht die Bogenhöhe:

$$KF = LG = \frac{c^2}{2 z} \text{ (s. Ingen. Geometrie S. 234);}$$

sollte daher bei der gedachten Coulissenverstellung der Schieber in seiner Stellung beharren und also auch das Voreilen unverändert bleiben, so müßte $\frac{c^2}{2 z}$ jedem der obigen Werthe für KF und LG gleich sein. Da nun aber diese Werthe selbst nicht unter sich gleich sind, so ist wenigstens zu fordern, daß die Abweichung möglichst klein und deshalb $\frac{c^2}{2 z}$ bei der einen Stangenstellung eben so viel zu groß als im anderen zu klein sei. Hiernach ist also:

$$\frac{c^2}{2 z} - KF = LG - \frac{c^2}{2 z}, \text{ d. i.}$$

$$\frac{c^2}{z} = KF + LG = \frac{c^2}{l_1},$$

folglich $z = l_1$, d. i. der Krümmungshalbmesser der Coulisse der Stangenlänge gleich zu machen. Die entsprechende Schieberverschiebung oder Veränderung des Voreilens ist dann:

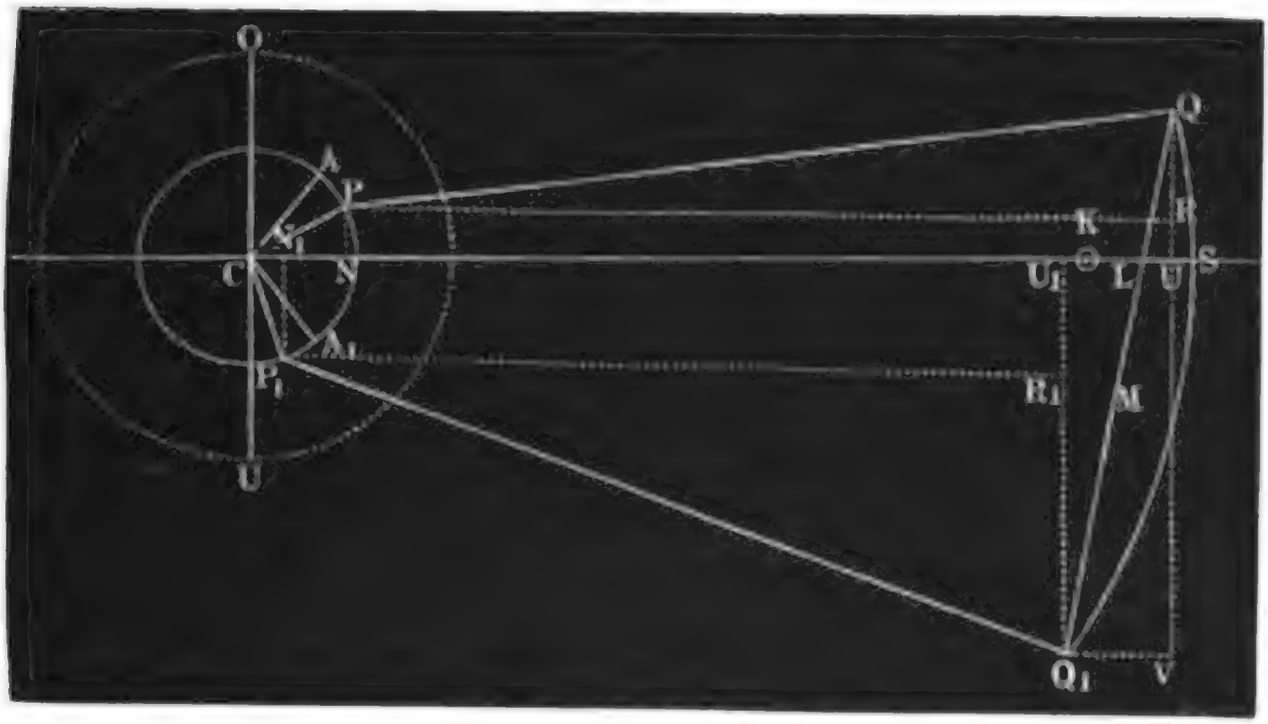
$$x = \frac{c^2}{2 z} - \left(\frac{c^2}{2 l_1} \mp \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l_1}\right) = \pm \frac{c r_1 \cos.\alpha}{l_1},$$

z. B. für $\frac{c}{l_1} = 1/4$ und $\cos.\alpha = \cos.30^0 = 0{,}866$, $x = 0{,}217\, r_1$

Digitized by Google

§. 281. Die Abhängigkeit zwiſchen der Bewegung des Schiebers und der des Krummzapfens iſt bei der Stephenſon'ſchen Couliſſe viel complicirter, als bei den einfachen Excentriks, und läßt ſich nur unter der Vorausſetzung, daß die Länge $CA = r_1$ des Excentrikarmes klein ſei gegen die Couliſſenlänge $2c$ und daß dieſe wieder klein ſei gegen die Stangenlänge l_1, durch eine geſchloſſene Formel ausdrücken. Setzen wir wieder den Winkel des Voreilens $OCA = UCA_1$, Fig. 579, $= \alpha$, und neh- Stephenſon'ſche Couliſſe

Fig. 579.



men wir an, daß ſich die Kurbelwarze um den veränderlichen Winkel $ACP = A_1CP_1 = \varphi$ gedreht habe, wobei die eine Excentrikſtange PQ in die Neigung $QPR = \delta$, und die andere Excentrikſtange P_1Q_1 in die Neigung $Q_1P_1R_1 = \delta_1$ gekommen iſt, und die Couliſſe QMQ_1 um den Winkel $Q_1QV = \psi$ von der Vertikalen QV abweicht. Behalten wir die übrigen Bezeichnungen des vorigen Paragraphen bei und denken wir uns noch die Couliſſe ſo weit herabgelaſſen, daß der Mittelpunkt M der Couliſſe um die Höhe $ML = y$ unter der Horizontalen CS zu liegen kommt.

Es iſt dann die Horizontalprojection von CPQ:

$$CU = CN + PR = CP\,cos.\,PCN + \sqrt{\overline{PQ^2} - \overline{QR^2}}$$
$$= r_1\,sin.\,(\alpha+\varphi) + \sqrt{l_1^2 - [c - y - r_1\,cos\,(\alpha+\varphi)]^2},$$

annähernd

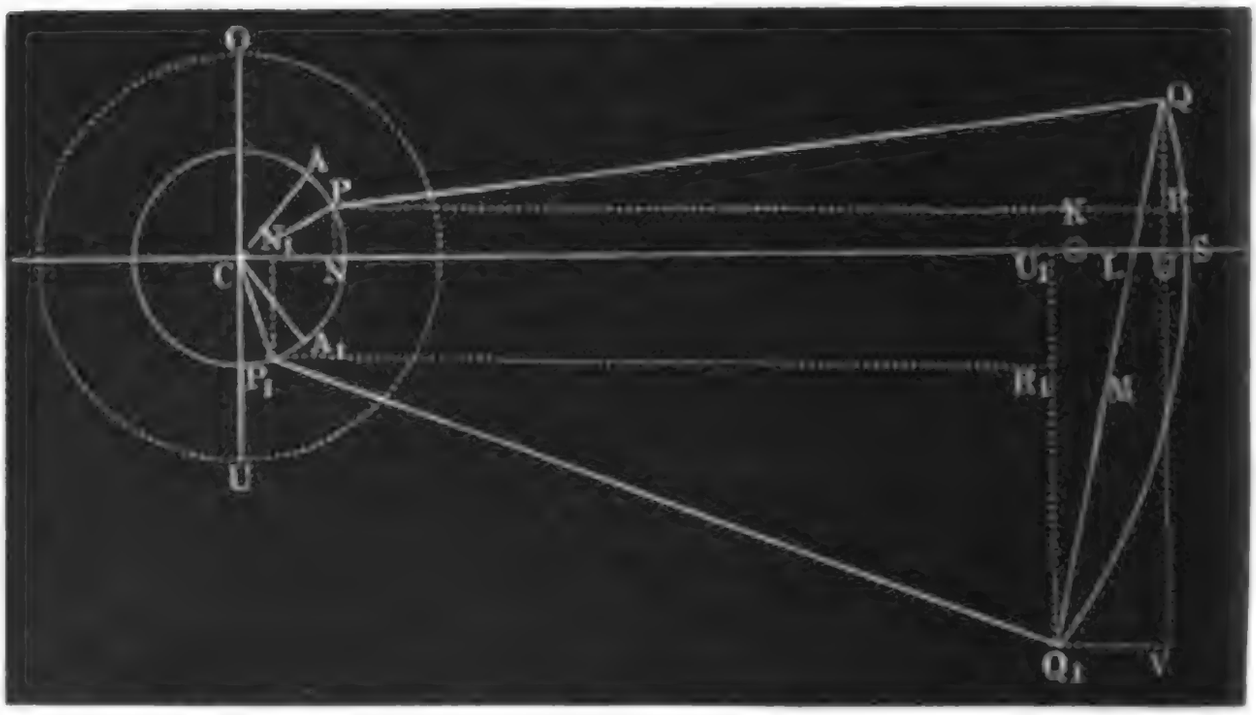
$$= r_1\,sin.\,(\alpha+\varphi) + l_1 - \frac{[c - y - r_1\,cos.\,(\alpha+\varphi)]^2}{2\,l_1},$$

und dagegen die Horizontalprojection von CP_1Q_1:

Stephenson'sche Coulisse.

$$C U_1 = C N_1 + P_1 R_1 = C P_1 \cos. P_1 C N_1 + \sqrt{\overline{P_1 Q_1}^2 - \overline{Q_1 R_1}^2}$$
$$= r_1 \sin.(\alpha - \varphi) + l_1 - \frac{[c + y - r_1 \cos.(\alpha - \varphi)]^2}{2 l_1}.$$

Fig. 580.



Die Differenz dieser beiden Projectionen CU und CU_1 giebt nun die Horizontalprojection der Coulisse:

$$Q_1 V = CU - CU_1 = r_1 [\sin.(\alpha + \varphi) - \sin.(\alpha - \varphi)]$$
$$- \frac{[c - y - r_1 \cos.(\alpha + \varphi)]^2 - [c + y - r_1 \cos.(\alpha - \varphi)]^2}{2 l_1}$$
$$= 2 r_1 \cos.\alpha \sin.\varphi$$
$$- \frac{-4cy + 2cr_1[\cos.(\alpha - \varphi) - \cos.(\alpha + \varphi)] + 2yr_1[\cos.(\alpha - \varphi) + \cos.(\alpha + \varphi)]}{2 l_1}$$
$$= 2 r_1 \cos.\alpha \sin.\varphi + \frac{2cy}{l_1} - \frac{2cr_1}{l_1} \sin.\alpha \sin.\varphi - \frac{2yr_1}{l_1} \cos.\alpha \cos.\varphi.$$

Durch die Proportion:

$$\frac{LU}{Q_1 V} = \frac{QL}{QQ_1} = \frac{QU}{QV}$$

erhalten wir nun die Horizontalprojection desjenigen Coulissenstückes QL, welches sich über der Horizontalen CS befindet:

$$LU = \frac{QL}{QQ_1} \cdot Q_1 V$$
$$= \frac{c - y}{2c} \left(2 r_1 \cos.\alpha \sin.\varphi + \frac{2cy}{l_1} - \frac{2cr_1 \sin.\alpha \sin.\varphi}{l_1} - \frac{2yr_1}{l_1} \cos.\alpha \cos.\varphi \right).$$

Ziehen wir diese Linie LU von

Digitized by Google

Stephenſon'ſche Couliſſe.

$$CU = r_1 \sin.(\alpha+\varphi) + l_1 - \frac{c^2}{2l_1} - \frac{y^2}{2l_1} + \frac{cy}{l_1} + \frac{cr_1}{l_1}\cos.(\alpha+\varphi) - \frac{yr_1}{l_1}\cos.(\alpha+\varphi)$$

ab, ſo erhalten wir den Horizontalabſtand des Couliſſenpunktes L von der Umdrehungsaxe:

$$CL = r_1 \sin.(\alpha+\varphi) + l_1 - \frac{c^2}{2l_1} + \frac{y^2}{2l_1} - \frac{(c-y)r_1}{c}\cos.\alpha \sin.\varphi + (c^2-y^2)\frac{r_1}{cl_1}\cos.\alpha\cos.\varphi.$$

Um nun noch den Abſtand des Angriffspunktes S der Schieberſtange von der Umdrehungsaxe zu finden, müſſen wir noch

$$LS = \frac{(c-y)^2}{2l_1} = \frac{c^2}{2l_1} + \frac{y^2}{2l_1} - \frac{cy}{l_1}$$

addiren, und dann folgt:

$$CS = r_1 \sin.(\alpha+\varphi) + l_1 - \frac{(c-y)y}{l_1} - \frac{(c-y)r_1}{c}\cos.\alpha \sin.\varphi + \frac{(c^2-y^2)r_1}{cl_1}\cos.\alpha\cos.\varphi,$$

oder, wenn wir im Abſtande

$$CK = k = l_1 - \frac{(c-y)y}{l_1}$$

den feſten Punkt K annehmen, und den Abſtand $KS = CS - CK$ mit x bezeichnen:

$$x = r_1 \sin.(\alpha+\varphi) - \frac{(c-y)r_1}{c}\cos.\alpha\left(\sin.\varphi - \frac{c+y}{l_1}\cos.\varphi\right).$$

Setzt man in dieſer Formel ſtatt φ, $180^0 + \varphi$, ſo erhält man:

$$x = -\left[r_1 \sin.(\alpha+\varphi) - \frac{(c-y)r_1}{c}\cos.\alpha\left(\sin.\varphi - \frac{c+y}{l_1}\cos.\varphi\right)\right],$$

alſo genau den entgegengeſetzten Werth, woraus folgt, daß der Angriffspunkt S der Steuerſtange während einer Umdrehung der Kurbelwarze zu beiden Seiten des Punktes vollkommen ſymmetriſch hin- und herſchwingt. Dieſe Formel für die Bewegung des Dampfſchiebers gilt nicht allein für ein vollſtändiges Kolbenſpiel, d. i. ſowohl für den Niedergang als auch für den Aufgang, ſondern auch für die Bewegung der Maſchine in entgegengeſetzter Richtung. Um letztere zu erhalten, giebt man beim mittleren Kolbenſtande der Couliſſe die entgegengeſetzte Stellung, wobei die eine Excentrikſtange an die Stelle der anderen tritt und folglich in der Bewegung des Schiebers nichts geändert wird. Anders iſt dagegen das Bewegungsverhältniß, wenn gleich von vornherein die Excentrikſtangen gekreuzt ſind. Es iſt in dieſem Falle:

Digitized by Google

Stephenſon'ſche Couliſſe.

$QR = c + y + r_1 \cos.(\alpha + \varphi)$ anſtatt $c - y - r_1 \cos.(\alpha + \varphi)$

und

$Q_1 R_1 = c - y + r_1 \cos.(\alpha - \varphi)$ anſtatt $c + y - r_1 \cos.(\alpha - \varphi)$,

und in Folge deſſen

$$x = r_1 \sin.(\alpha + \varphi) - \frac{(c-y)\,r_1}{c} \cos.\alpha \left(\sin.\varphi + \frac{c+y}{l_1} \cos.\varphi\right).$$

§. 282. Setzt man in den vorſtehenden Hauptformeln $y = 0$, nimmt man alſo an, daß die Couliſſe weder gehoben noch niedergelaſſen ſei, ſondern ihre mittlere Aufhängung einnehme, ſo hat man:

$$x = r_1 \sin.(\alpha + \varphi) - r_1 \cos.\alpha \sin.\varphi \pm \frac{r_1 c}{l_1} \cos.\alpha \cos.\varphi$$

$$= \left(\sin.\alpha \pm \frac{c}{l_1} \cos.\alpha\right) r_1 \cos.\varphi.$$

Dieſer Ausdruck giebt für $\varphi = 0$ Grad:

$$x = \left(\sin.\alpha \pm \frac{c}{l_1} \cos.\alpha\right) r_1,$$

für $\varphi = 180$ Grad:

$$x = -\left(\sin.\alpha \pm \frac{c}{l_1} \cos.\alpha\right) r_1,$$

und für $\varphi = 90$ Grad und 270 Grad:

$$x = 0;$$

es durchläuft folglich bei dieſer Aufhängung der Couliſſe der Schieber während einer Umdrehung des Krummzapfens den kleinen Weg

$$s = 2\left(\sin.\alpha \pm \frac{c}{l_1} \cos.\alpha\right) r_1$$

hin und zurück. Das Voreilen des Schiebers:

$$x = \pm\left(\sin.\alpha \pm \frac{c}{l_1} \cos.\alpha\right) r_1$$

iſt zugleich der Weg des Schiebers zu beiden Seiten ſeiner Mittellage, und es findet folglich die Eröffnung des Dampfweges nur auf einen Augenblick lang ſtatt.

Nimmt man ferner $y = c$, hängt man alſo die Couliſſe ſo, daß der Angriffspunkt der einen Excentrikſtange mit dem Angriffspunkt der Steuerſtange in ein Niveau kommt, ſo hat man:

$$x = r_1 \sin.(\alpha + \varphi),$$

und dann bewegt ſich der Schieber genau ſo, als wenn er bloß von einem Excentrik geführt würde, und wie wir bereits aus §. 279 kennen.

Die Hauptformel:

$$x = r_1 \sin.(\alpha + \varphi) - \frac{(c-y)}{c} r_1 \cos.\alpha \left(\sin\varphi \mp \frac{c+y}{l_1} \cos.\varphi\right).$$

Digitized by Google

worin das obere Zeichen für Excentriks mit geöffneten Stangen und das untere für ſolche mit gekreuzten Stangen gilt, läßt ſich auch auf folgende Weiſe ſchreiben: Stephenſon'ſche Coulisse

$$x = r_1 \, sin.\, \alpha \, cos.\, \varphi + \frac{r_1 y}{c} cos.\, \alpha \, sin.\, \varphi \pm \frac{r_1 (c^2 - y^2)}{c l_1} cos.\, \alpha \, cos.\, \varphi,$$

oder:

$$x = \frac{r_1 y}{c} cos.\, \alpha \; sin.\, \varphi + \left(sin.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} cos.\, \alpha \right) r_1 \, cos.\, \varphi.$$

Bezeichnen wir $\frac{r_1 y}{c} cos.\, \alpha$ durch p und $r_1 \left(sin.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} cos.\, \alpha \right)$ durch q, ſo können wir einfach

$$x = p \, sin.\, \varphi + q \, cos.\, \varphi$$

ſetzen, und nun ſehr leicht überſehen, daß dieſer Schieberweg = Null iſt, für $p \, sin.\, \varphi = - q \, cos.\, \varphi$, d. i. für

$$tang.\, \varphi = - \frac{q}{p} = - \frac{c}{y} \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} \right).$$

Dagegen iſt dieſer Weg ein Maximum für:

$$tang.\, \varphi = \frac{p}{q} = \frac{y}{c \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} \right)}, \text{ oder}$$

$$sin.\, \varphi = \frac{y}{\sqrt{y^2 + c^2 \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} \right)^2}} \text{ und}$$

$$cos.\, \varphi = \frac{c \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{2c} \right)}{\sqrt{y^2 + c^2 \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} \right)^2}}.$$

Der entſprechende Maximalwerth iſt:

$$x = \frac{r_1 cos.\, \alpha}{c} \sqrt{y^2 + c^2 \left(tang.\, \alpha \pm \frac{c^2 - y^2}{c l_1} \right)^2}.$$

Die Hauptaufgabe beſteht in der Beſtimmung des Drehungswinkels φ aus dem gegebenen Schieberwege; es iſt alſo nöthig, die Grundgleichung $x = p \, sin.\, \varphi + q \, cos.\, \varphi$ in Hinſicht auf φ aufzulöſen.

Setzen wir

$$sin.\, \varphi = \frac{tang.\, \varphi}{\sqrt{1 + tang.\, \varphi^2}} \text{ und } cos.\, \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + tang.\, \varphi^2}}$$

ein und quadriren wir dieſe Gleichung, ſo erhalten wir Folgendes:

Stephenson'sche Coulisse.

$$(1 + tang.\,\varphi^2)\,x^2 = p^2\,tang.\,\varphi^2 + 2\,p\,q\,tang.\,\varphi + q^2,$$

oder:

$$(x^2 - p^2)\,tang.\,\varphi^2 - 2\,p\,q\,tang.\,\varphi = q^2 - x^2,$$

so daß nun

$$tang.\,\varphi = \frac{p\,q \pm x\sqrt{p^2 + q^2 - x^2}}{x^2 - p^2}$$

folgt.

Hiernach haben wir also für die Schieberstellung, welche dem Wege x entspricht, zwei Winkel φ_1 und φ_2, welche durch die Gleichungen:

$$tang.\,\varphi_1 = \frac{p\,q - x\sqrt{p^2 + q^2 - x^2}}{x^2 - p^2}$$

und

$$tang.\,\varphi_2 = \frac{p\,q + x\sqrt{p^2 + q^2 - x^2}}{x^2 - p^2}$$

bestimmt sind.

Von den beiden Werthen des Winkels φ, welche jede dieser Gleichungen giebt, gilt der eine für den positiven und der andere für den negativen Werth von x, weil die Grundgleichung auf positive und negative Werthe von x zugleich anwendbar ist.

Noch folgt aus den beiden letzten Gleichungen:

$$tang.\,\varphi_1 + tang.\,\varphi_2 = \frac{2\,p\,q}{x^2 - p^2}$$

und

$$tang.\,\varphi_1\,tang.\,\varphi_2 = \frac{x^2 - q^2}{x^2 - p^2},$$

woraus sich wieder

$$tang.\,(\varphi_1 + \varphi_2) = \frac{tang.\,\varphi_1 + tang.\,\varphi_2}{1 - tang.\,\varphi_1\,tang.\,\varphi_2} = \frac{2\,p\,q}{q^2 - p^2}$$

ergiebt.

Hiernach ist die Summe $\varphi_1 + \varphi_2$ der beiden Drehungswinkel, bei welchen der Schieber dieselbe Stellung auf dem Hin- und Rückwege einnimmt, gar nicht vom Wege x abhängig, also constant, und folglich auch der Drehungswinkel für die extreme Stellung des Schiebers:

$$\omega = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}, \text{ sowie}$$

$$\omega - \varphi_1 = \varphi_2 - \omega,$$

d. i. der Drehungswinkel, während der Schieber von irgend einer Stellung bis zum Ende seines Weges gelangt, eben so groß als der Drehungswinkel, bei welchem derselbe aus der letzteren Stellung in die erstere zurückkehrt.

Digitized by Google

Stephenſon'ſche Couliſſe.

Behalten wir die in §. 279 gebrauchten Bezeichnungen bei, ſo können wir auch hier die dem Schieberwege x_1 entſprechende äußere Schiebereröffnung:

$$z_1 = x_1 - [(a_1 - a) + (b_1 - b)],$$

und dagegen die dem Schieberwege x_2 zugehörige innere Schiebereröffnung:

$$z_2 = x_2 - (a_1 - a)$$

ſetzen.

Auch erhalten wir durch Nullſetzen von z_1 und z_2 diejenigen Schieberwege, bei welchen ſowohl die äußere als auch die innere Eröffnung eintritt, nämlich:

$$x_1 = a_1 - a + b_1 - b \text{ und}$$
$$x_2 = a_1 - a.$$

Führen wir endlich dieſe Werthe für x in die obigen Gleichungen für $tang.\ \varphi_1$ und $tang.\ \varphi_2$ ein, ſo können wir nicht allein die entſprechenden Drehungswinkel φ_1 und φ_2 der Kurbelwelle, ſondern auch den entſprechenden Kolbenweg:

$$s = r\ (1 - cos.\ \varphi) \mp \frac{r^2}{2\,l}\ (sin.\ \varphi)^2,$$

und folglich auch die Dampfmenge, den Expanſionsgrad u. ſ. w. beſtimmen.

Beiſpiel. Für die Stephenſon'ſche Couliſſenſteuerung einer Locomotive ſei wieder (ſ. Beiſpiel in §. 279) das Voreilen des Excentriks:

$$a = 30 \text{ Grad},$$

die äußere Schieberbedeckung:

$$x_1 = a_1 - a + b_1 - b = (-\ 0{,}1 + 0{,}5)\,r_1 = 0{,}4\,r_1,$$

und die innere Schieberbedeckung:

$$x_2 = a_1 - a = -\ 0{,}1\ .\ r_1;$$

ferner ſei die halbe Couliſſenlänge $c = 4\,r_1$, die Länge einer Excentrikſtange $l_1 = 4\,c = 16\,r_1$, und die Senkung der Couliſſe unter ihrem mittleren Stande $y = {}^3/_4\,c$.

Dann haben wir:

$$p = \frac{r_1\,y}{c}\ cos.\ a = {}^3/_4\,r_1\ cos.\ a = 0{,}64952\,r_1, \text{ und}$$

$$q = r_1\left(sin.\ a \pm \frac{c^2 - y^2}{c\,l_1}\ cos.\ a\right) = r_1\ [sin.\ 30^\circ \pm {}^1/_4\ (1 - {}^9/_{16})\ cos.\ 30^\circ$$
$$= (0{,}5 \pm 0{,}09472)\,r_1, \text{ und zwar}$$
$$q = 0{,}59472\,r_1 \text{ für geöffnete und}$$
$$q = 0{,}40528\,r_1 \text{ für gekreuzte Excentrikſtangen.}$$

Digitized by Google

Stephenſon'ſche Coulisſe.

I. Bei dem erſteren Steuerungsmechanismus, alſo bei über einander liegenden Excentrikſtangen, iſt nun

1) für die Winkel, bei welchen der Dampfzutritt beginnt oder aufhört:

$$tang.\ \varphi = \frac{p\,q \mp x\sqrt{p^2 + q^2 - x^2}}{x^2 - p^2} = \frac{0{,}38628 \mp 0{,}4\sqrt{0{,}61556}}{-\,(0{,}42187 - 0{,}16)}$$

$$= \frac{0{,}38628 \mp 0{,}31383}{-\,0{,}26187} = -\,\frac{0{,}07245}{0{,}26187} = -\,0{,}27667, \text{ oder}$$

$$= -\,\frac{0{,}70011}{0{,}26187} = -\,2{,}6735, \text{ und hiernach}$$

$$\varphi_1 = -\,15°, 28' \text{ und } \varphi_2 = 180° - 69°, 29\tfrac{1}{2}' = 110°, 30\tfrac{1}{2}'.$$

Bei dem erſten Winkel tritt die Admiſſion und bei dem zweiten die Abſperrung des Dampfes ein.

2) Für die Winkel, bei welchen der Dampfaustritt aufhört und beginnt, iſt dagegen:

$$tang.\ \varphi = \frac{0{,}38628 \pm 0{,}1\sqrt{0{,}76556}}{-\,(0{,}42187 - 0{,}01)} = \frac{0{,}38628 \pm 0{,}08749}{-\,0{,}41187}$$

$$= -\,\frac{0{,}47377}{0{,}41187} = -\,1{,}15030, \text{ oder}$$

$$= -\,\frac{0{,}29979}{0{,}41187} = -\,0{,}72788;$$

und hiernach iſt der Drehungswinkel für das Ende des Ausblaſens:

$$\varphi_1 = -\,49°, 0'$$

und der Drehungswinkel für den Anfang deſſelben:

$$\varphi_2 = 180° - 36°, 3' = 143°, 57'.$$

II. Bei dem Steuerungsmechanismus mit gekreuzten Excentrikſtangen iſt dagegen:

1) Für die Winkel beim Anfang und Ende des Dampfzutrittes:

$$tang.\ \varphi = \frac{0{,}26324 \mp 0{,}4\sqrt{0{,}42613}}{-\,0{,}26187} = \frac{0{,}26324 \mp 0{,}26112}{-\,0{,}26187}$$

$$= -\,\frac{0{,}00212}{0{,}26187} = -\,0{,}008096 \text{ oder}$$

$$= -\,\frac{0{,}52436}{0{,}26187} = -\,2{,}00235, \text{ und hiernach}$$

$$\varphi_1 = -\,0°, 27\tfrac{1}{2}' \text{ und } \varphi_2 = 180° - 63°, 28' = 116°, 32'.$$

2) Für die Winkel beim Ende und Anfang des Ausblaſens:

$$tang.\ \varphi = \frac{0{,}26324 \pm 0{,}1\sqrt{0{,}57613}}{-\,0{,}41187} = \frac{0{,}26324 \pm 0{,}07590}{-\,0{,}41187}$$

$$= -\,\frac{0{,}33914}{0{,}41187} = -\,0{,}82342 \text{ oder}$$

$$= -\,\frac{0{,}18734}{0{,}41187} = -\,0{,}45486, \text{ und hiernach}$$

$$\varphi_1 = -\,39°, 28' \text{ und } \varphi_2 = 180° - 24°, 27\tfrac{1}{2}' = 155°, 32\tfrac{1}{2}'.$$

Nehmen wir nun wieder an, daß die Länge l der Kurbelſtange fünf Mal ſo groß ſei als die Länge r des Kurbelarmes, ſo erhalten wir folgende Beziehungen zwiſchen der Bewegung des Dampfkolbens und der des Dampfſchiebers.

Digitized by Google

I. Bei der Coulissensteuerung mit offenen Excentrikstangen. Stephenson'sche Coulissr.

1) Der Kolbenweg während des Dampfzuflusses oder beim Momente des Absperrens:

$$s_1 = [(1 - \cos.\varphi_1 \mp 0{,}1\ (\sin.\varphi_1)^2]\ r$$
$$= [1 - \cos. 110°, 30\frac{1}{2}' \mp 0{,}1\ (\sin. 110°, 30\frac{1}{2}')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}3503 \mp 0{,}0877)\ r = 1{,}2626\ r \text{ oder } 1{,}4380\ r.$$

2) Der Kolbenweg am Ende der Expansion oder beim Eintritt des Ausblasens:

$$s_2 = [1 - \cos. 143°, 57' \mp 0{,}1\ (\sin. 143°, 57')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}8085 \mp 0{,}0346)\ r = 1{,}7739\ r \text{ oder } 1{,}8431\ r.$$

Es ist folglich der Weg während der Expansion:

$$s_2 - s_1 = 1{,}7739\ r - 1{,}2626\ r = 0{,}5113\ r, \text{ oder}$$
$$= 1{,}8431\ r - 1{,}4380\ r = 0{,}4051\ r,$$

und das Expansionsverhältniß:

$$\varepsilon = \frac{s_2}{s_1} = \frac{1{,}7739}{1{,}2626} = 1{,}406 \text{ oder } = \frac{1{,}8431}{1{,}4380} = 1{,}282.$$

Ferner ist der Kolbenweg am Ende des Ausblasens oder beim Eintritt der Compression:

3) $$s_1 = [(1 + \cos. 49°, 0') \pm 0{,}1\ (\sin. 49°, 0')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}6561 \pm 0{,}0570)\ r = 1{,}7131\ r \text{ oder } 1{,}5991\ r,$$

und der Kolbenweg bei Eröffnung des Dampfweges:

4) $$s_2 = [(1 + \cos. 15°, 28') \pm 0{,}1\ (\sin. 15°, 28')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}9638 \pm 0{,}0071)\ r = 1{,}9709\ r \text{ oder } 1{,}9567\ r;$$

folglich der Weg während der Compression:

$$s_2 - s_1 = 1{,}9709\ r - 1{,}7131\ r = 0{,}2578\ r, \text{ oder}$$
$$= 1{,}9567\ r - 1{,}5991\ r = 0{,}3576\ r,$$

und das Compressionsverhältniß:

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{1{,}9709}{1{,}7131} = 1{,}150 \text{ oder } = \frac{1{,}9567}{1{,}5991} = 1{,}223.$$

II. Bei der Coulissensteuerung mit gekreuzten Excentrikstangen:

1) Der Kolbenweg im Momente des Dampfabsperrens:

$$s_1 = [1 - \cos. 116°, 32' \mp 0{,}1\ (\sin. 116°, 32')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}4467 \mp 0{,}0800)\ r = 1{,}3667\ r \text{ oder } 1{,}5267\ r.$$

2) Der Kolbenweg beim Anfang des Dampfablassens:

$$s_2 = [1 - \cos. 155°, 32\frac{1}{2}' \mp 0{,}1\ (\sin. 155°, 32\frac{1}{2}')^2]\ r$$
$$= (1 + 0{,}9103 \mp 0{,}0171)\ r = 1{,}8932\ r \text{ oder } = 1{,}9274\ r.$$

Es ist daher der Weg während der Expansion:

$$s_2 - s_1 = 1{,}8932\ r - 1{,}3667\ r = 0{,}5265\ r, \text{ oder}$$
$$= 1{,}9274\ r - 1{,}5267\ r = 0{,}4007\ r$$

und das Expansionsverhältniß:

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{1{,}8932}{1{,}3667} = 1{,}385, \text{ oder } = \frac{1{,}9274}{1{,}5267} = 1{,}262.$$

Digitized by Google

Stephenſon'ſche Couliſſe.

3) Der Kolbenweg beim Eintritt der Luftcompreſſion:

$$s_1 = [1 + cos\ 39°, 28' \pm 0{,}1\ (sin.\ 39°, 28')^2]\ r$$
$$= (1{,}7720 \pm 0\,0404) = 1{,}8124\ r \text{ oder } 1{,}7316\ r, \text{ und}$$

4) der Kolbenweg beim Eintritt der Dampfadmiſſion:

$$s_2 = [1 + cos.\ 0°, 27\tfrac{1}{2}' \pm 0{,}1\ (sin.\ 0°, 27\tfrac{1}{2}')^2]\ 2\,r.$$

Hiernach folgt der Weg während der Compreſſion:

$$s_2 - s_1 = 2\,r - 1{,}8124\,r = 0{,}1876\,r \text{ oder } 2\,r - 1{,}7316 = 0{,}2681\,r$$

und das Compreſſionsverhältniß:

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{2}{1{,}8124} = 1{,}104 \text{ oder } 1{,}155.$$ (Vergl. Beiſpiel zu §. 279).

Dampfwagengeſtelle.

§. 283. Das Dampfwagengeſtelle beſteht in der Hauptſache aus zwei Langſchwellen, welche durch zwei Querſchwellen ſo mit einander verbunden ſind, daß das Ganze eine Art Rahmen bildet, auf welchem nicht allein der Dampfkeſſel, ſondern auch der ganze Bewegungsmechanismus des Wagens ruht. Dieſer Rahmen ſtützt ſich mittels Federn und der ſogenannten Schmierbüchſen (franz. boites à graisse; engl. oilboxes) auf die Radaxen. Damit ſich dieſe Schmierbüchſen oder Axenlager nicht in horizontaler Richtung verſchieben können, ſind die ſogenannten Axenhalter oder Leitungsplatten (franz. plaques de garde; engl. guiding-plates) angebracht, welche durch Bolzen mit den Langſchwellen feſt verbunden werden und rectanguläre Schlitze bilden, in welche die Schmierbüchſen zu liegen kommen. Sind die Langſchwellen von Holz, ſo bekleidet man ſie zu beiden Seiten mit Blech; ſehr gewöhnlich beſtehen ſie auch bloß aus Eiſenblech; auch wendet man dann nicht ſelten zwei Paar Langſchwellen an, und verſieht das innere Paar mit den Leitungsplatten für die Treib-, das äußere Paar aber mit Leitungsplatten für die beiden anderen Radaxen. Die vordere Querſchwelle iſt in der Regel von Holz; ſie hat eine Höhe von 12 bis 15 Zoll und eine Breite von 6 bis 9 Zoll und iſt mittels Winkelblechen mit den Langſchwellen verbunden. Sie trägt in ihrer Mitte den Haken zum Anhängen einer Zugkette und nahe an ihren Enden die ſogenannten Puffer (franz. tampons de choc; engl. cushions, buffers), welche letztere dazu dienen ſollen, einen möglichſt elaſtiſchen Stoß zu erzeugen, wenn die Locomotive gegen ein Hinderniß ſtößt, und deshalb aus Polſter von Hanfzöpfen oder Lederſcheiben, Caoutſchuk, Spiralfedern u. ſ. w. beſtehen. Der hintere Querriegel beſteht entweder ebenfalls aus Holz oder wird aus Eiſenblech zuſammengenietet; er trägt ebenfalls ein Paar Puffer ſowie die ſogenannte Sicherheitskette, womit der Tender angehangen wird.

Damit ſich der Keſſel der Locomotive ohne Nachtheil durch die Hitze ausdehnen könne, muß er auf den Langſchwellen in der Längenrichtung ein wenig verſchiebbar ſein, und dies bewirkt man dadurch, daß man die Löcher für

Digitized by Google

die Bolzen, womit man den Keſſel mit den Langſchwellen verbindet, oval geſtaltet. Dieſe Bolzen gehen aber nicht durch den Keſſel ſelbſt, ſondern durch beſondere Keſſelträger aus Eiſenblech, welche einerſeits feſt an den Keſſel angenietet und andererſeits auf die angegebene Weiſe mit den Langſchwellen verbunden ſind. Die Dampf-, Pumpencylinder u. ſ. w. ſind mittels der an ſie angegoſſenen Flantſchen auf das Wagengeſtelle aufgebolzt. Dampfwagengeſtelle.

Die Schmierbüchſen liegen zwiſchen zwei Leitungsplatten und umfaſſen je eine Leitungsplatte zu beiden Seiten; ſie ſind in der Regel aus Gußeiſen und enthalten ein Futter aus Bronze (82 Theile Kupfer und 18 Theile Zink), welches unmittelbar auf die Axenſchenkel zu liegen kommt. Die Deckel, womit dieſe Büchſen von unten geſchloſſen werden, beſtehen entweder aus Bronze oder aus Gußeiſen und ſind durch Bolzen mit den letzteren feſt verbunden. Uebrigens iſt die Verbindung dieſer Theile der Schmierbüchſen wie bei den gewöhnlichen Zapfenlagern (ſ. III., §. 8, Fig. 18), auch ſind in den Köpfen der Schmierbüchſen trichterförmige Vertiefungen zur Aufnahme der Schmiere angebracht, welche durch feine Löcher und Rinnen dem Umfange der Axenſchenkel zugeführt wird.

Die Druckfedern, wodurch das Gewicht des Wagens auf die Schmierbüchſen übergetragen wird, beſtehen 1) aus 10 bis 20 Stahlſchienen von $1/4$ bis $1/2$ Zoll Stärke und 3 bis 4 Zoll Breite, 2) aus einem ringförmigen Zaume, welcher dieſe Schienen in der Mitte mit einander vereinigt, und 3) aus den Bolzen, wodurch das Ganze mit dem Wagengeſtelle verbunden iſt. Von dieſen Schienen haben nur zwei bis vier die volle Länge der ganzen Feder von 3 bis 5 Fuß, die übrigen nehmen nach der Reihe, wie ſie über einander liegen, allmälig an Länge ab, ſo daß die ganze Feder in der Mitte 4 bis 7 Zoll und an den Enden nur 1 bis 2 Zoll hoch iſt. Die Bogenhöhe dieſer Federn iſt gewöhnlich 3 bis 5 Zoll und nimmt bei einer Belaſtung von 50 bis 75 Centnern um 2 bis 3 Zoll zu. Die Druckfeder ſtützt ſich mittels ihres Zaumes entweder von oben, oder, wie z. B. bei den Crampton'ſchen Locomotiven, von unten, auf das Axenlager oder die Schmierbüchſe, und zwar entweder mittels eines kurzen ſenkrechten Bolzens, oder mittels eines ringförmigen Gliedes. Die Hängebolzen, wodurch das Wagengeſtelle mit den Federenden verbunden iſt, gehen entweder durch die zu dieſem Zwecke durchlochten Federenden hindurch und werden durch Schraube und Gegenſchraube mit dieſen feſt verbunden, oder man verſieht dieſelbe noch mit Querbolzen und läßt dieſelben von den Federenden umfaſſen.

§. 284. In Fig. 581 (a. f. S.) iſt der Grundriß eines Dampfwagengeſtelles ſammt den mit demſelben verbundenen Bewegungsmechanismen

Digitized by Google

Dampf-wagengeſtelle.

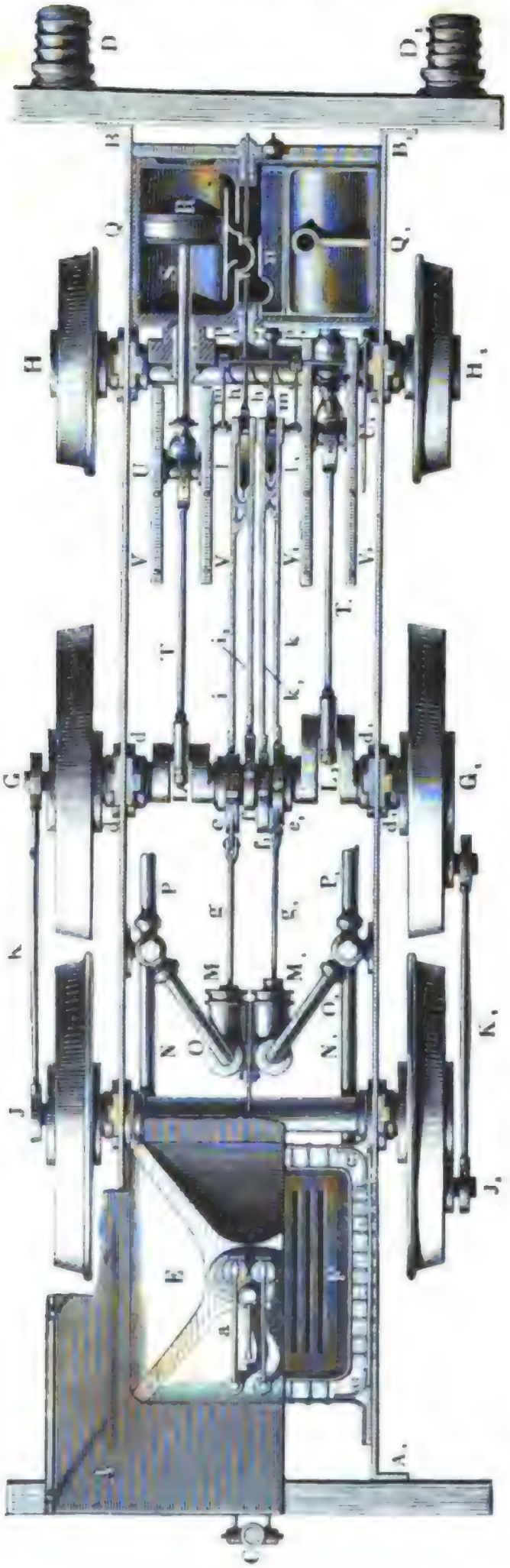


Fig. 581.

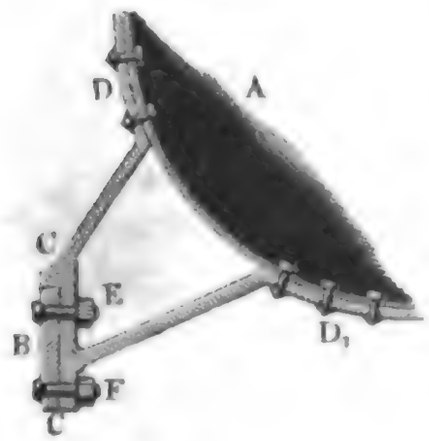
abgebildet. Man ſieht in $A\,B$, $A_1\,B_1$ die aus ſtarkem Eiſenblech beſtehenden Langſchwellen, ſowie in $A\,A_1$ und $B\,B_1$ die hölzernen Querſchwellen des Wagengeſtelles, ferner iſt C die Sicherheitskette, womit der Wagenzug an die Locomotive angehangen wird, und es ſind D, D_1 zwei Puffer auf der vorderen Querſchwelle $B\,B_1$. Bei A iſt ein Theil der Platform, welche dem Locomotivenführer als Standpunkt dient, ferner bei E ein Theil des Dampfdomes und bei F ein Theil des Feuerroſtes vor Augen geführt. Auch ſieht man in a, a die beiden Sicherheitsventile, in b die Dampfpfeife, ſowie in $c\,c$ den Waſſerraum, womit der ganze Feuerkaſten umgeben iſt. Dieſer Dampfwagen beſteht aus ſechs Rädern; es ſind G, G_1 die Treibräder, und es iſt $H\,H_1$ das vordere und $J\,J_1$ das hintere Räderpaar. Die letzteren Räder ſind mit den Treibrädern durch die Stangen K, K_1 gekuppelt, weshalb dieſe Räderpaare vollkommen gleiche Durchmeſſer erhalten müſſen und wodurch die Maſchine zum Befahren anſteigender Bahnſtrecken

geeigneter wird. Die Treibaxe $G\,G_1$ unterſtützt das Wagengeſtelle mittels der zwiſchen den Leitungsplatten $d\,d$, $d_1\,d_1$ liegenden Zapfenlager; ſie iſt bei L und L_1 gekröpft und trägt in der Mitte zwei Paar Excentriks e, e_1 und f, f_1, welche zur Bewegung der Pumpenſtangen g, g_1 und zur Bewegung der Dampfſchieberſtangen h, h_1 dienen. Was die Speiſepumpen anlangt, ſo ſind M, M_1 die Pumpencylinder, N, N_1 die mit dem Tender in Verbindung ſtehenden Saugröhren, O, O_1 die Communications- und P, P_1 die Steigröhren, welche das Speiſewaſſer in den Keſſel führen. Die Locomotive iſt eine Stephenſon'ſche mit innen liegenden Dampfcylindern Q und Q_1, wovon der eine im Durchſchnitt und der andere von außen geſehen wird. Man bemerkt in R einen Kolben und in S ſeine Stange, ferner in T, T_1 die einerſeits an die Kröpfe L, L_1 der Treibaxe und andererſeits an die Querarme U, U_1 der Kolbenſtangen angeſchloſſenen Kurbelſtangen und in V, V_1 die Leitungsrahmen dieſer Querarme. Von den vier Excentrikſtangen i, i_1 und k, k_1 gehören natürlich immer zwei und zwei einer und derſelben Schieberſtange h oder h_1 an; zur Verbindung dieſer Stangen unter einander dienen die aus §. 277 bekannten Klauen l, l_1, und das Umſteuern wird mittels der Arme m, m_1 u. ſ. w. durch Heben oder Senken der Excentrikſtangenenden bewirkt. Endlich ſieht man noch bei n den einen Dampfſchieber und bei p und p_1 die Stopfbüchſen der Schieberſtangen.

Damptwagengeſtelle

In folgenden Figuren 582, 583 und 584 ſind noch einige Details des Wagengeſtelles vor Augen geführt. Fig. 582 zeigt die Verbindung des Dampfkeſſels A mit dem Geſtellrahmen B durch eine ſtarke Blechplatte $C\,C$, welche einerſeits (bei D und D_1) auf den Keſſelmantel aufgenietet und andererſeits durch Schraubenbolzen E und F mit dem Geſtellrahmen verbunden wird. Damit ſich der Keſſel in der Hitze ohne Nachtheil ausdehnen könne, ſind die Bolzenlöcher nicht kreis-, ſondern länglichrund. Fig. 583 (a. f. S.) giebt den Vertikal- und den Horizontaldurchſchnitt einer Axenlagerung. Hier iſt A das metallene Lagerfutter, welches unmittelbar auf die Radaxe zu liegen kommt, ferner B das eigentliche Zapfenlager oder die Schmierbüchſe mit den Schmiertrögen a, a, den Schmierlöchern b, b und dem Lager c für den Bolzen der Druckfedern, und $C\,C_1\,C$ der Schutzdeckel des Zapfenlagers, welcher von unten in das letztere eingeſchoben und in demſelben durch den Bolzen $D\,D$ feſtgehalten wird. Die Langſchwellen ſind aus doppelten Eiſenſchie-

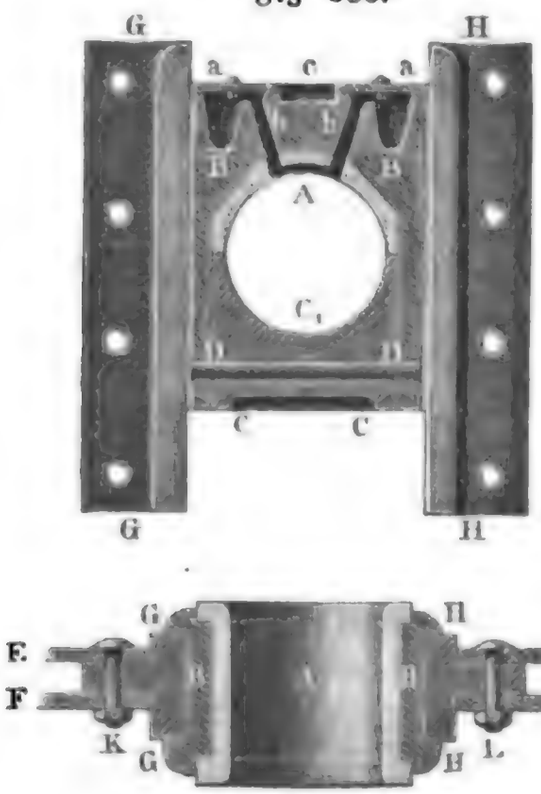
Fig. 582.



Dampf-wagengeſtelle.

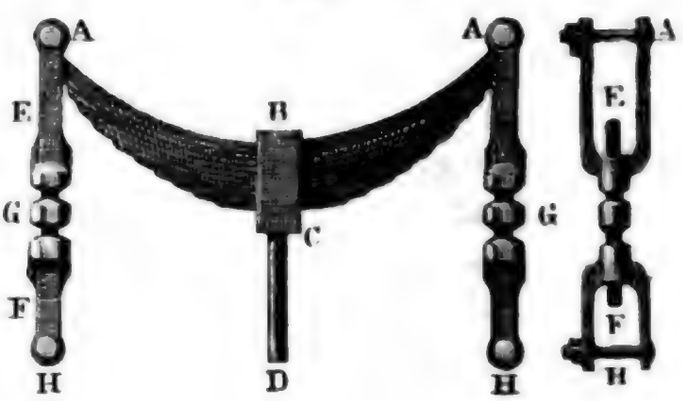
nen *E E* und *F F* zuſammengeſetzt, und zwiſchen dieſelben ſind die Leitungsplatten oder Axenhalter *G G*, *H H* eingeſchoben. Die feſte Verbindung der letzteren mit den erſteren erfolgt durch die Bolzen *K*, *L* u. ſ. w., während die Verbindung der Schmierbüchſe mit den Leitungsplatten nur durch Nuth und Falz bewirkt wird.

Fig 583.



In Fig 584 ſind endlich noch zwei Anſichten einer Druckfeder ab-

Fig. 584.



gebildet. *A B A* iſt die Federſchicht, und *B C* der Ring, wodurch die Federn feſt mit einander verbunden ſind, und welcher den Kopf des Bolzen *C D* bildet, womit die ganze Belaſtung der Feder auf die Schmierbüchſe übergetragen wird.

Die Hängeſtangen, womit das Wagengeſtelle an die Federenden angehangen wird, beſtehen hier aus zwei Bügeln *E* und *F*, welche durch eine doppelte Schraube *G* mit einander verbunden ſind. Der eine Bügel *E* wird durch den Bolzen *A* mit der Feder und der andere Bügel *F* durch den Bolzen *H* mit der Langſchwelle oder dem Geſtellrahmen feſt verbunden.

Tender.

§. 285. Der Tender oder Munitionswagen für die Locomotive iſt ein gewöhnlicher vierräderiger Eiſenbahnwagen, welcher ein hufeiſenförmiges Blechgefäß zur Aufnahme des Speiſewaſſers ſowie das zwiſchen demſelben aufgeſchüttete Feuerungsmaterial (Koks) trägt. Das Waſſer wird dem Tender durch den ſogenannten Waſſerkrahn (franz. grue hydraulique; engl. water crane) zugeführt, welcher zur Seite der Eiſenbahn ſteht und deſſen röhrenförmiger Schnabel nach dem Tender herumgedreht werden muß, wenn es darauf ankommt, den letzteren mit Waſſer zu verſorgen. Die äußere Seitenanſicht eines ſolchen Waſſerkrahnes zeigt Fig. 585. Das durch die Röhre *A* zufließende Waſſer ſteigt im hohlen Ständer *A B* empor, und ſtrömt von da im Schnabel *B C* der Ausmün-

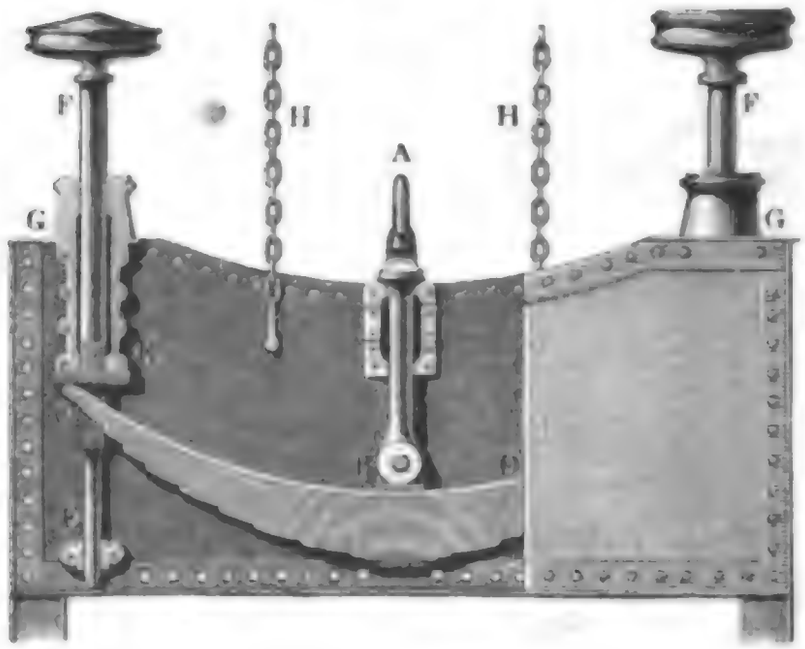
dung *C* zu. Zum Reguliren und Abſperren des Waſſers dient ein Ventil in der Einmündung des Schnabels, welches durch eine Kurbel *K* in Bewegung geſetzt wird. Damit ſich der Kopf mit dem Schnabel um die Axe des Ständers drehen laſſe, ohne den waſſerdichten Verſchluß zu beeinträchtigen, iſt bei *S* eine Stopfbüchſe angebracht, durch welche der genau abgedrehte Hals *H* hindurchgeht. Tender

Fig. 585.

Das Waſſer fließt aus dem Krahne zunächſt in einen Korb aus durchlochtem Kupferblech, worin die etwa mit dem Waſſer zugeführten fremdartigen Körper, als Stroh- und Grashalme, Holzſtückchen u. ſ. w., aufgefangen werden. Die Speiſeröhre mündet in dem Vordertheile des Tenders ein und enthält zwei Ventile, wodurch der Eintritt des Waſſers in dieſe Röhre regulirt werden kann. Das Aufdrücken und Zurückziehen dieſer Ventile erfolgt durch Schraubenſpindeln, welche durch Handhaben oder Kurbeln in Umdrehung geſetzt werden. Das Geſtelle des Tenders iſt von dem der Locomotive und der anderen Eiſenbahnwagen nicht verſchieden. Die Verbindung des Tenders mit der Locomotive erfolgt in der Regel durch eine ſogenannte Spannſtange und durch zwei Bolzen, welche durch die Enden dieſer Stangen hindurch gehen, überdies aber auch noch durch zwei Sicherheitsketten, welche jedoch nur locker geſpannt ſein dürfen. Um die Stöße zwiſchen dem Dampfwagen und dem Tender ſo viel wie möglich unſchädlich zu machen, ſtößt man ſie außerdem noch mittels zwei Paar Puffer gegen einander. Auf ähnliche Weiſe hängt man auch die übrigen Wagen an einander. Die Puffer verbindet man in der Regel nicht unmittelbar mit dem Wagengeſtelle, ſondern man verſieht dieſelben mit beſonderen Stoßſtangen, welche entweder auf die Enden einer Stahlfeder oder, wie z. B. bei den Maſchinen von Crampton, mittels Kolben auf in Cylindern eingeſchloſſene Polſter von Caoutſchukſcheiben wirken. Man giebt der Verbindung des Wagenzuges und des Tenders wohl

Tender. auch noch dadurch eine beſondere Elaſticität, daß man die Zugkette oder die Zugſtange unmittelbar an die Stoßfedern anſchließt. Eine ſolche elaſtiſche Anſpannung des Wagenzuges führt Fig. 586 vor Augen. Die in einem Haken *A* auslaufende Zugſtange *A B* umfaßt bei *B* das Mittel der in der Figur nur zum Theil ſichtbaren Zugfeder *C D*, und dieſe greift mit ihren Enden in die zu dieſem Zwecke mit je einem Auge *C* verſehenen Stoßſtangen *E F*. Letztere verſchieben ſich in cylindriſchen Leitungen *G*, *G* und ſtemmen ſich in Folge der Zugkraft mit beſonderen Köpfen, wie *K*, gegen die Endflächen dieſer Leitungen. Stoßen die Puffer *F*, *F* des Tenders mit den Puffern des folgenden Wagens zuſammen, ſo ſchieben ſich hingegen die Stoßſtangen zurück und wirken mittels der Feder *C D* auf das Geſtell des Tenders. In der Figur ſieht man auch noch bei *H*, *H* die Sicherheitsketten.

Fig. 586.



Ein wichtiger Beſtandtheil des Tenders iſt noch das Bremszeug, durch welches der Dampfwagenzug in ſeiner Bewegung gemäßigt und aufgehalten werden kann (ſ. §. 165 ꝛc.). Der Tenderbrems beſteht aus hölzernen Zirkelſtücken, welche mit Hülfe eines Hebelwerkes ſo ſtark auf die Radumfänge gepreßt werden, daß dadurch die Räder an ihrer Umdrehung verhindert und genöthigt werden, ſich auf der Schienenbahn gleitend zu bewegen, und folglich auch der ganze Tender die ſeinem Gewichte proportionale gleitende Reibung zu überwinden hat. Das An- und Losziehen der Hebel erfolgt in der Regel von dem Locomotivheizer mittels einer Kurbel, welche eine ſtehende Welle in Umdrehung ſetzt, die ſich in einer Schraubenmutter bewegt und an ihrem unteren Ende mit dem einen Bremsarmende verbunden iſt (ſ. Fig. 352, Seite 340).

Bei einer anderen Art von Bremſen wird der Widerſtand dadurch erzeugt, daß ein Theil der Wagenlaſt nicht mittels der Räder, ſondern unmittelbar auf die Schienenbahn übergetragen, wodurch eine dieſem Laſttheil entſprechende gleitende Reibung erzeugt wird. Dies iſt durch eine Art Hemmſchuh bewirkt, welcher von dem Tender herabhängt und mittels

der Kurbel, Schraube und Hebel auf die Schienen aufgedrückt wird. Ein ſolcher von dem franzöſiſchen Ingenieur Laignel conſtruirter Brems iſt in Fig. 587 und Fig. 588 abgebildet. Man ſieht in *A*, *A* die zwiſchen Tender.

Fig. 587.

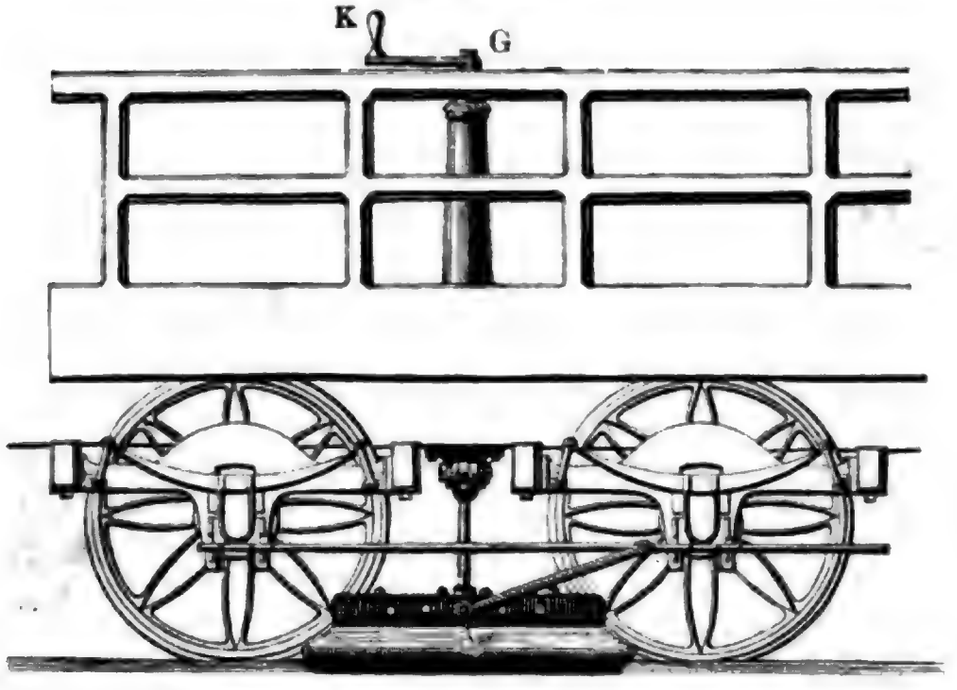
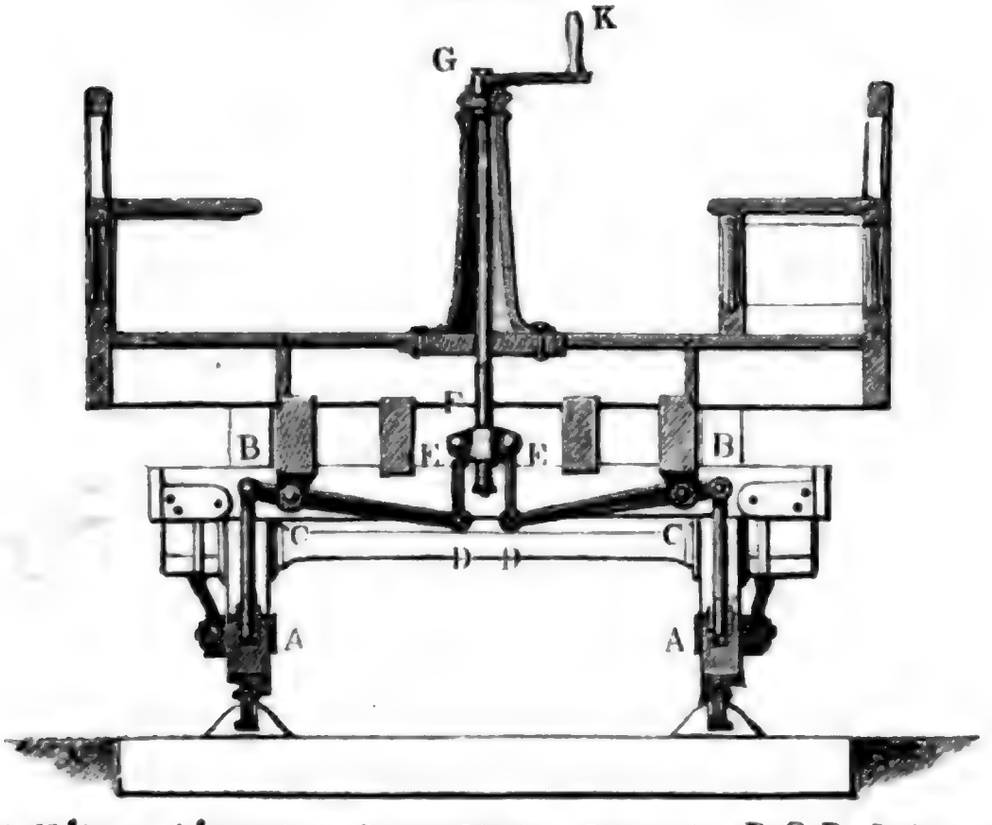


Fig. 588.



je zwei Rädern hängenden Hemmſchuhe, ferner in *B C D* Hebel, welche in *C* an das Wagengeſtelle angeſchloſſen ſind, und durch Stangen einerſeits mit den Hemmſchuhen und andererſeits mit einer Schraubenmutter *E E* verbunden ſind, welche durch Umdrehung der Schraubenſpindel *F G* mittels der Kurbel *K* gehoben und geſenkt werden kann.

Digitized by Google

Tender.

In neueren Zeiten hat man auch eine nach demſelben Principe conſtruirte Dampfbremſe angewendet, wo das Aufdrücken der Hemmſchuhe durch die Kolbenkraft einer kleinen Dampfmaſchine bewirkt wird.

Drehbare Wagengeſtelle.

§. 286. Nicht allein die feſte Verbindung der Dampf- und anderer Eiſenbahnwagenräder mit ihren Axen, ſondern auch die Art und Weiſe der Verbindung des Wagengeſtelles mit den Radaxen macht, daß man mit denſelben nicht auf Eiſenbahnen mit kleinen Krümmungshalbmeſſern unter 500 Fuß u. ſ. w fahren kann. Da die Radaxen rechtwinkelig gegen die Langſchwellen des Geſtellrahmens ſtehen und die letzteren Sehnen der von den Bahnenſchienen gebildeten Curven bilden, ſo gehen die Drehungsebenen der Wagenräder nicht tangential oder parallel zu den Schienenbahnen, ſondern ſie ſchneiden dieſelben unter einem gewiſſen Winkel; und in Folge deſſen hat jedes Rad ein gewiſſes Beſtreben zum Entgleiſen, welches noch dadurch beſonders geſteigert wird, daß mit der ſchiefen Stellung der Radaxen gegen die Bahncurve eine Zunahme des Spielraumes zwiſchen den Rädern und den Bahnſchienen verbunden iſt. Wenn nun aber auch das Entgleiſen durch die Spurkränze verhindert wird, ſo hat dieſe Abweichung der Umdrehungsebene der Räder von der Richtung ihrer fortſchreitenden Bewegung den großen Nachtheil, daß dadurch eine gleitende Reibung der Wagenräder auf der Schienenbahn entſteht, die bei ſtarken Krümmungen einen großen Theil der Umtriebskraft in Anſpruch nimmt. Die Abweichung der Umdrehungsebene der Räder von der Richtung der Bahn iſt gleich dem Winkel δ zwiſchen der Tangente und der Sehne eines Kreiſes, und läßt ſich einfach durch die Formel:

$$\sin.\,\delta = \frac{l}{2r},$$

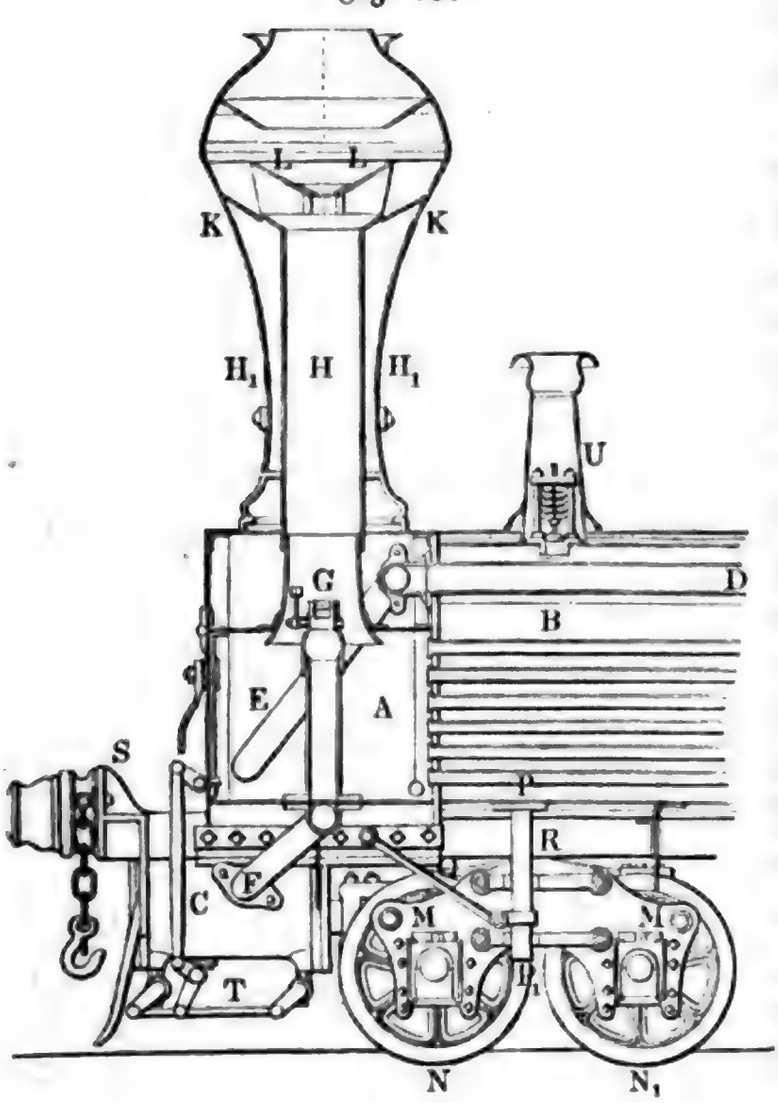
worin r den Krümmungshalbmeſſer und l die Sehne oder den Abſtand der Radaxen von einander bezeichnet, beſtimmen. Es iſt alſo dieſelbe nicht allein von dem Curvenhalbmeſſer, ſondern auch von dem Abſtande der Radaxen abhängig, und fällt um ſo größer aus, je größer dieſer Abſtand oder je länger der Wagen iſt. Aus dieſem Grunde iſt es alſo zum Befahren ſtarker Krümmungen zweckmäßiger, wenn die Radaxen nahe beiſammen ſtehen, als wenn ihr Abſtand von einander groß iſt. Am größten fällt dieſer Abſtand bei den ſechsräderigen Wagen, alſo namentlich bei den Locomotiven aus, da hier unter l der Abſtand der äußerſten Radaxen von einander zu verſtehen iſt, alſo dieſe Größe viel größer ausfällt als bei den vierräderigen Wagen. Wegen der Mittelaxe wird die Krümmung der Schienenbahn noch dadurch beſonders eingeſchränkt, daß ſich in Folge deren Anwendung die mittleren Räder auf den Schienen in ihrer Axenrichtung um die bekannte Bogenhöhe $\frac{l^2}{8r}$ verſchieben, welcher natür-

Digitized by Google

lich zur Verhinderung des Entgleisens noch nicht der Radkranzbreite gleich sein darf. Drehbare Wagengestelle

Diese große Beschränkung der Eisenbahncurven setzt der Tracirung der Eisenbahnen in Gebirgen ein großes Hinderniß in den Weg, da es hierbei nicht allein auf die Vermeidung großer Steigwinkel, sondern auch auf die Umgehung kleiner Curvenhalbmesser ankommt; es wäre daher von einer sehr großen Wichtigkeit, wenn man durch besondere Construction der Eisenbahnwagen die Anwendung stärkerer Krümmungen oder kleinerer Krümmungshalbmesser möglich machen könnte. Mehrere solche Hülfsmittel sind bereits zur Anwendung gekommen; es gehören namentlich hierher die Wagen von Norris mit drehbaren Wagengestellen und die Wagen von Arnour mit drehbaren Axen. Die ersteren Wagen sind vorzüglich in Nordamerika und nächstdem auch in Deutschland zur Anwendung gekommen, letztere aber sind von Frankreich ausgegangen und da bei der Eisenbahn von Paris nach Sceaux angewendet worden. Es ist jedoch nicht zu läugnen, daß durch diese Beweglichkeit der Axen die Eisenbahnwagen viel von ihrer Stabilität und Solidität verlieren, weshalb die Anwendung dieses Principes wohl nie allgemein werden dürfte.

Fig. 589.

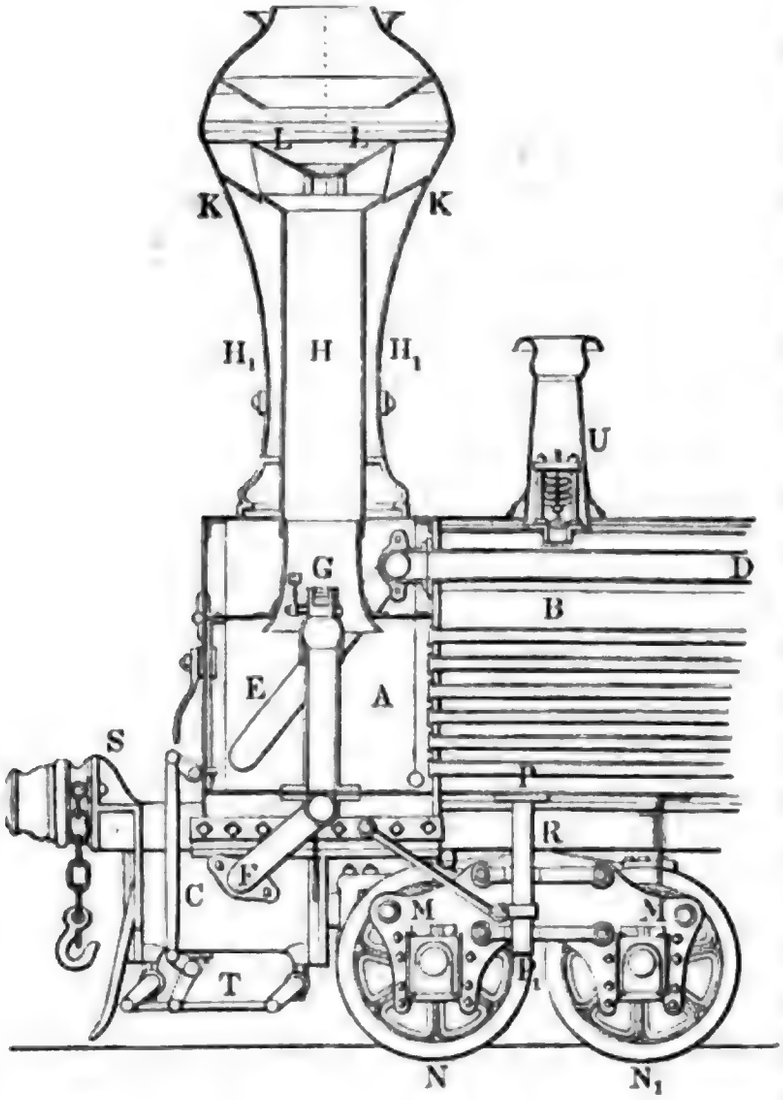


Die Einrichtung einer Locomotive mit beweglichem Vordergestelle ist aus einem Längendurchschnitte des vorderen Theiles eines solchen Dampfwagens in Fig. 589 zu ersehen. Es ist hier *A* der Rauchkasten, *B* ein Theil der Heizröhren und *C* ein Dampfcylinder; ferner sieht man in *D E* das Dampfrohr und *F G* das Blaserohr, welches bei *G* in den Schornstein *H* einmündet. Der letztere ist mit dem Klein'schen Funkenfänger versehen, welcher im Wesentlichen aus einem zwischen die Kegelmäntel *K L*. *K L* eingesetzten Leitschaufelsystem besteht, wodurch der

Drehbare Wagengestelle.

Rauch in eine drehende Bewegung geräth und ihm Gelegenheit gegeben wird, die mit sich fortführenden Funken oder glühenden Kohlenstückchen in den Raum zwischen der eigentlichen Esse H und ihrem Mantel H_1 H_1 niederfallen zu lassen. Die Maschine hat sechs Räder; es sind jedoch die hinteren oder Treibräder in der Figur nicht sichtbar; dagegen sieht man aber in M M das bewegliche Vordergestell mit den Rädern N N_1 und dem Bolzen oder Nagel P P_1, um welche sich dieses Gestell bei der Bewegung in Bahncurven dreht. Dieser Bolzen ist unter dem Kessel befestigt, und erhält seinen festen Stand besonders durch ein Paar Streben, wie Q, welche unter dem Rauchkasten festsitzen. Der Gestellrahmen ruht bei R mittels stählerner Platten auf den in der Figur kaum sichtbaren Tragfedern, deren Enden sich unmittelbar über den Axenhaltern auf die Schmierbüchsen stützen. Noch sieht man in der Figur bei S den gußeisernen Querbalken, welcher die aus gewalztem Flacheisen bestehenden Langschwellen an ihren Enden mit einander verbindet, und zugleich die Pufferbüchsen in sich enthält, ferner bei T den Mechanismus, wodurch die Hähne zum Auslassen des Condensationswassers aus den Dampfcylindern bewegt werden, und endlich bei U das durch eine Feder belastete Sicherheitsventil.

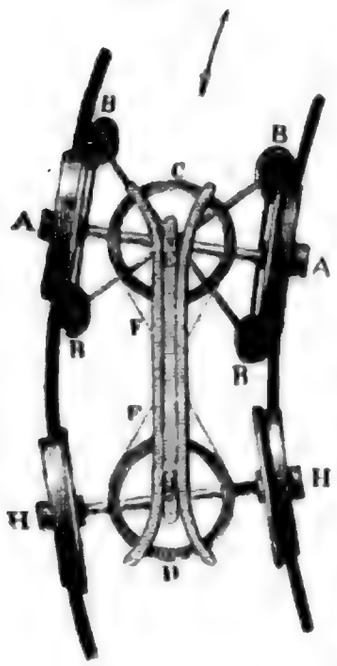
Fig 590.



Bei dem Arnoux'schen Axensystem dreht sich nicht allein jede Axe um einen festen Reihnagel, sondern es drehen sich auch, wie bei den gewöhnlichen Wagen auf Straßen, die Räder mittels ihrer Naben um die Radaxe. Damit sich die vorderste Radaxe A A, Fig. 591, beim Eintritt des Wagenzuges in eine Curve rechtwinkelig gegen diese stelle und folglich die Räder derselben in der Tangente der Curve laufen, ist mit dieser Axe das Gestelle eines Wagens fest verbunden, dessen vier Räder B, B.. gegen

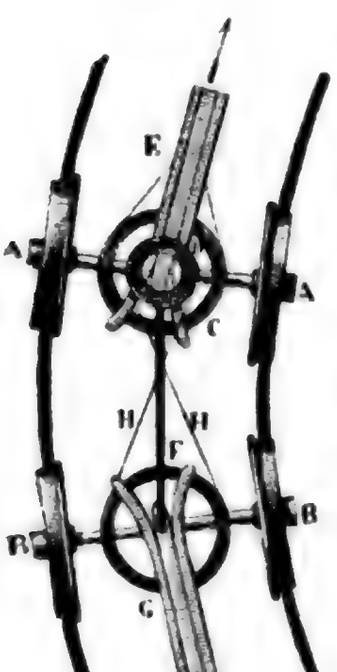
den Horizont geneigt sind und sich gegen die innere Seite der Bahnschienen stemmen, wodurch die gleitende Reibung des Spurkranzes in eine wälzende verwandelt wird, und damit sich auch die folgende Radaxe *H H* normal gegen die Bahncurve stelle, sind auf beide Axen die gleich großen Kränze *C* und *D* so befestigt, daß ihre Mittelpunkte in die Reihnagel *E*, *G* beider Axen fallen, und ist um die Umfänge beider Kränze eine gekreuzte Kette *F F* gelegt. Es ist leicht einzusehen, daß in Folge dieser Verbindung jede Drehung der Radaxe *A A* um ihren Reihnagel eine gleich große, jedoch entgegengesetzte Drehung der Radaxe *H H* um ihren Reih- oder Schloßnagel *G* bewirken müsse, und daher die Winkel *G E A* und *E G H*, welche diese Radaxen mit der Geraden *E G* durch beide Schloßnagel bilden, einander gleich bleiben. Da nun aber *E G* Sehne eines Kreises ist und von derselben die Normalen oder Halbmesser in ihren Endpunkten *E* und *G* um gleiche Winkel *G E A* und *E G H* abweichen, so folgt, daß mittels dieses Mechanismus die zweite Radaxe *H H* durch die erste rechtwinkelig gegen die Bahncurve gestellt wird.

Fig. 591.



Die Verbindung der hinteren Axe *A A*, Fig. 592, eines Wagens mit der vorderen Axe des nächstfolgenden erfolgt zwar ebenfalls durch zwei Kränze *D* und *G* und eine Kette *H H*, aber es hat einer dieser Kränze einen nur halb so großen Halbmesser als der andere, und es sitzt derselbe nicht auf der Axe *A A*, sondern auf der Verbindungsstange *E* beider Wagen fest. Sind nun die Abstände je zweier Radaxen von einander dieselben, so schließen sie auch, als Sehnen eines Kreises, mit den Halbmessern oder Normalen in ihren Endpunkten gleiche Winkel ein, und es ist folglich der Winkel zwischen den Verbindungsstangen *E* und *F* doppelt so groß als der Winkel *F D A* zwischen einer Radaxe *A A* und der Stange *F*. Es muß sich daher auch beim Eintritt in eine Curve oder bei Veränderung des Curvenhalbmessers die Verbindungsstange *E* doppelt so viel drehen als die Axe *B B*, damit sich *B B* ebenso wie *A A* rechtwinkelig gegen die Bahncurve stelle. Dies wird aber auch dadurch, daß man den Halbmesser des Kranzes *G* doppelt so groß macht als den des Kranzes *D*, wirklich erreicht.

Fig. 592.



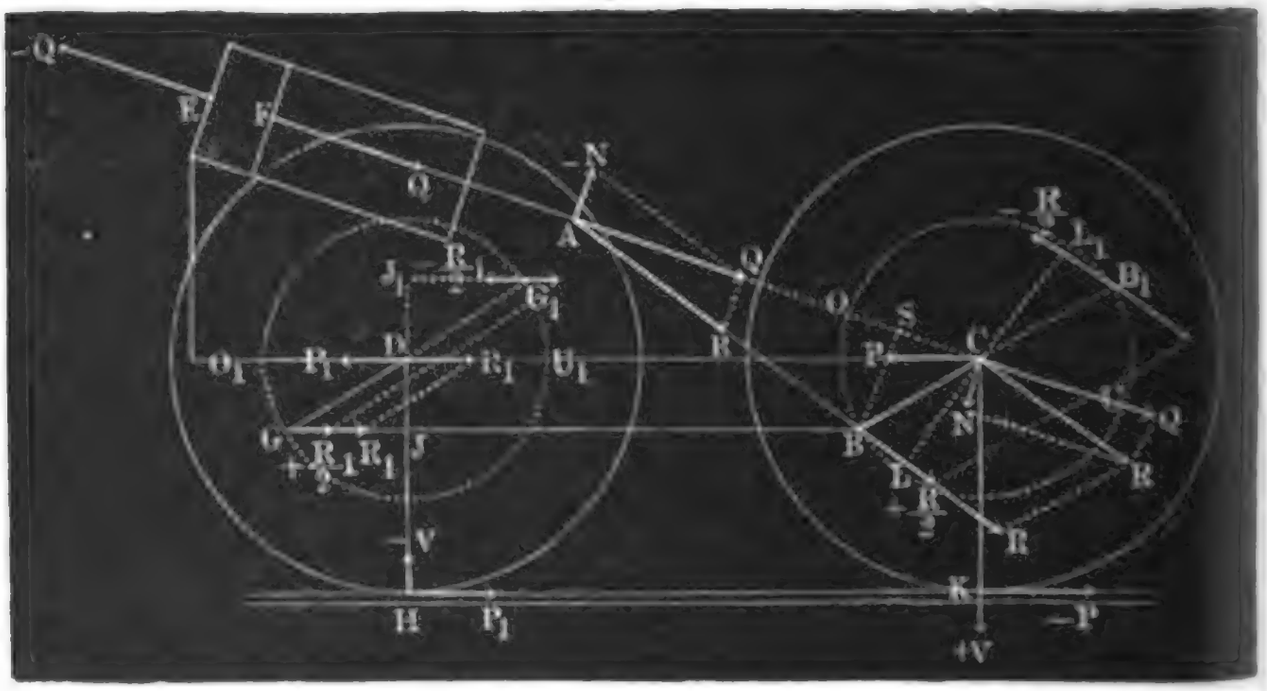
Digitized by Google

Durch dieſes Syſtem verliert allerdings ein Wagenzug viel von ſeiner Stabilität und Sicherheit, und deshalb möchte es wohl kaum je allgemeiner in Anwendung kommen.

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

§. 287. Die Theorie der Bewegung eines Dampfwagens iſt im Weſentlichen die Theorie des Krummzapfens mit zwei auf den Quadranten gegen einander geſtellten Armen (ſ. III., §. 106). Es ſei in Fig. 593

Fig. 593.



C die Drehungsaxe der Treibaxe, D die der vorderen Radaxe, HK die Schienenbahn, ferner F ein Dampfkolben, FA die entſprechenden Kolben-, AB die Lenkſtange und CB der Kurbelarm. Die Kolbenkraft $\overline{FQ} = \overline{AQ} = Q$ zerlegt ſich durch die Führung des Stangenkopfes A in zwei Seitenkräfte $-N$ und R, wovon die erſtere normal gegen die Führung ſteht und von derſelben aufgenommen, und die andere als $\overline{BR} = \overline{AR}$ mittels der Lenkſtange AB auf die Kurbel übergetragen wird. Da die letztere Kraft excentriſch auf die Rad- oder Kurbelaxe C wirkt, ſo zerlegt ſie ſich, wie bekannt, in eine gleiche Axenkraft $\overline{CR} = R$ und in ein Kräftepaar $\left(+\frac{R}{2}, -\frac{R}{2}\right)$, welches die Axe C mit dem Momente $CL \,.\, R$ in Umdrehung ſetzt. Die Axenkraft $\overline{CR} = R$ läßt ſich wieder in eine Seitenkraft $\overline{CN} = N$ und eine Seitenkraft $\overline{CQ} = Q$ zerlegen, wovon die erſtere mit $\overline{AN} = -N$ ein Kräftepaar bildet und die letztere mittels des Wagengeſtelles von dem Dampfdrucke $\overline{EQ} = -Q$ gegen die Bodenfläche E des Dampfcylinders aufgehoben wird. Das Kräftepaar $(+N, -N)$ hat einen veränderlichen Hebelarm CA und folglich auch ein veränderliches Moment $CA \,.\, N$. Im Mittel iſt CA

Digitized by Google

$=$ der Länge $AB = l$ der Treib- oder Kurbelstange und daher das Moment des Kräftepaares $(+N, -N)$, $= Nl$. Dieses Kräftepaar vergrößert den Druck der Treibräder auf die Schienenbahn um eine Kraft $\overline{KV} = V$ und vermindert den Druck der vorderen Räder auf dieselbe um die Gegenkraft $\overline{HV} = -V$, und es bilden $+V$ und $-V$ ein Kräftepaar, dessen Moment dem Momente Nl des Kräftepaares $(+N, -N)$ gleich ist. Bezeichnet man den Horizontalabstand CD der beiden Radaxen C und D von einander durch e, so hat man $Ve = Nl$, und daher:

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$V = \frac{l}{e} N.$$

Die Fortbewegung des Dampfwagens erfolgt durch das Kräftepaar $\left(+\frac{R}{2}, -\frac{R}{2}\right)$, und zwar dadurch, daß sich dasselbe in ein anderes Kräftepaar $(+P, -P)$ umsetzt, dessen einer Component $\overline{CP} = P$ dem Widerstande des Wagenzuges das Gleichgewicht hält, und dessen zweiter Component $\overline{KP} = -P$ von dem Widerstande der Schienenbahn aufgenommen wird. Der Hebelarm des letzteren Kräftepaares ist der Radhalbmesser $CK = a$; setzen wir daher den veränderlichen Hebelarm CL des ersteren oder den senkrechten Abstand der Radaxe C von der Richtung der Lenkstange, $= y$, so haben wir $Pa = Ry = Nl$, und daher die Treib- oder Zugkraft des Dampfwagens:

$$P = \frac{y}{a} R = \frac{l}{a} N.$$

Der Widerstand $(-P)$, mit welchem die Zugkraft $+P$ der Locomotive ein Kräftepaar bildet, erwächst aus dem Eingreifen der kleinen Erhabenheiten und Vertiefungen des Radumfanges und der Schienenbahn in einander, und hat die gleitende Reibung zwischen beiden zu seinem höchsten Grenzwerthe. Ist Z der Druck des Rades auf die Schienenbahn und φ der Reibungscoefficient, so hat man die Größe der gleitenden Reibung am Umfange des Rades $= \varphi Z$; damit folglich sich das Rad wirklich fortwälze und den Wagen fortbewege, muß die Kraft zur Bewegung der Locomotive und des angehängten Wagenzuges kleiner sein als die gleitende Reibung, d. i.

$$P < \varphi Z.$$

Da endlich Z dem Gewicht des Dampfwagens proportional ist, so folgt, daß dieses Gewicht um so größer sein muß, je größer der Widerstand des Wagenzuges ist. Die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Wagenaxe C, und also auch der Wagen fortbewegt, ist gleich der Umdrehungsgeschwindigkeit des Radumfanges; nun ist aber diese nicht allein der Umdrehungszahl u p. min., sondern auch dem Radhalbmesser a proportional; folglich wächst auch die Geschwindigkeit des Trains mit dem Radhalbmesser, und

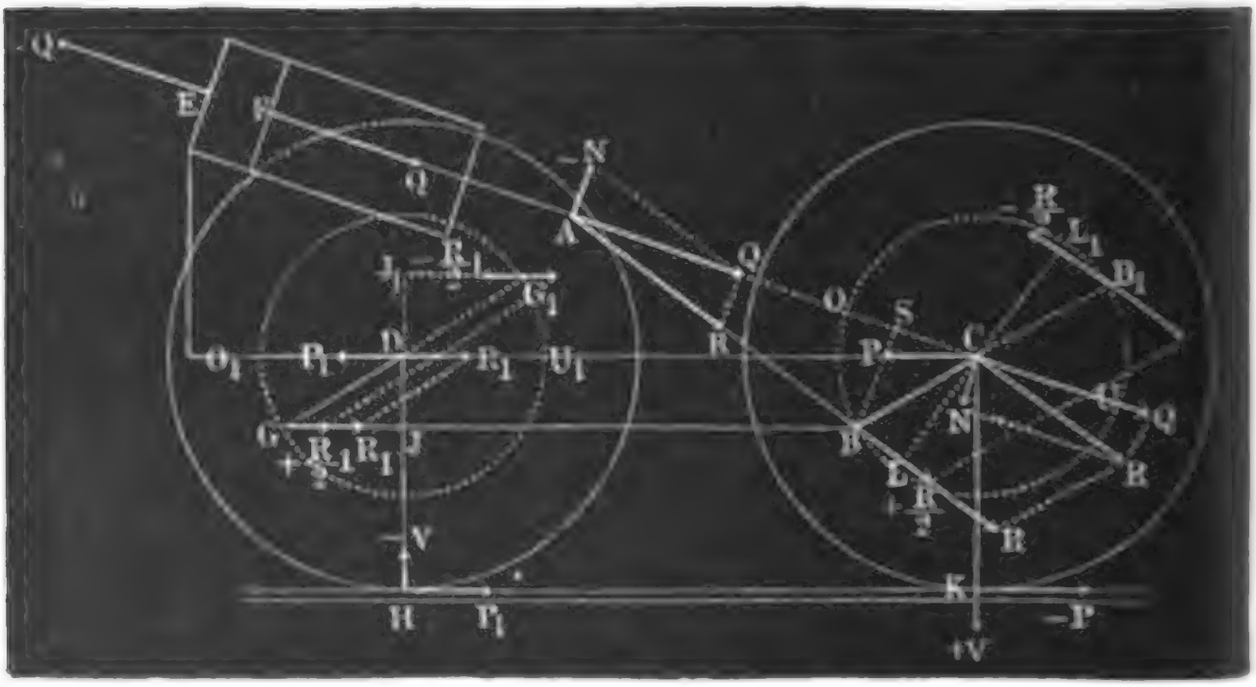
Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

man hat daher z. B. den Dampfwagen für Schnellzüge hohe und den für Güterzüge niedrigere Treibräder zu geben. In dem erſteren Falle macht man die übrigen Räder niedriger als die Treibräder, im zweiten Falle kann man dagegen die ſämmtlichen Räder des Dampfwagens gleich hoch machen; und wenn man die Räder verſchiedener Axen zur Verſtärkung der Zugkraft kuppelt, wie z. B. bei den Gebirgslocomotiven nöthig iſt, ſo muß man den gekuppelten Rädern eine gleiche Höhe geben, weil ſonſt ein theilweiſes Schleifen der Räder auf der Bahn eintreten würde.

Iſt $\overline{G\,R_1} = R_1$ die Zugkraft der Kuppelſtange $B\,G$, und $D\,J = D\,J_1 = y_1$ der Hebelarm derſelben, ſo hat man das Moment des Kräftepaares,

Fig. 594.



durch welches das Vorderrad um ſeine Axe D gedreht wird, $= R_1 y_1$. und daher die Vergrößerung der Zugkraft in Folge der Axenkuppelung:

$$P_1 = \frac{y_1}{a} R_1.$$

Das Kraftmoment $R y$ zerlegt ſich hier in die zwei Momente $R_1 y_1$ und $P a$, es iſt alſo:

$$R y = R_1 y_1 + P a$$
$$= P a + P_1 a_1 = (P_1 + P) a,$$

und folglich hat man wieder die ganze Zugkraft:

$$P + P_1 = \frac{y R}{a}.$$

Iſt nun noch Z_1 der Druck des Rades $D H$ auf die Schienenbahn, ſo erfordert das Fortrollen des Wagens auf der Bahn, nicht allein, daß

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$P < \varphi Z$, ſondern auch
$P_1 < \varphi Z_1$, daß alſo
$P + P_1 < \varphi (Z + Z_1)$ ſei.

Da $Z + Z_1 > Z$ iſt, ſo hat hiernach der Dampfwagen mit gekuppelten Rädern mehr Zugkraft als der Dampfwagen ohne gekuppelte Räder.

Die Axenkraft $\overline{D R_1} = R_1$, welche nebſt dem Kräftepaare $\left(+ \frac{R_1}{2}, - \frac{R_1}{2}\right)$ aus der Stangenkraft $\overline{G R_1} = R_1$ reſultirt, wird durch eine gleiche entgegengeſetzte Axenkraft in C aufgehoben, welche aus der Zerlegung der Stangenkraft in B reſultirt, in der Figur aber nicht weiter angedeutet iſt.

Wird der Dampfkolben rückwärts getrieben, ſo nehmen zwar die Kräfte Q und R, ſowie $-Q$ und $-R$ die entgegengeſetzten Richtungen an, da ſich aber auch hierbei die Lenkarmſtange AB auf der entgegengeſetzten Seite der Schublinie EC befindet, ſo wird dadurch in der Größe und Richtung des Kräftepaares $\left(+ \frac{R}{2}, - \frac{R}{2}\right)$, und folglich auch in der Zugkraft P nichts geändert, auch bleibt hierbei das Kräftepaar $\left(+ \frac{R_1}{2}, - \frac{R_1}{2}\right)$ und folglich auch die Zugkraft P_1 der vorderen Radaxe unverändert. Die Seitenkräfte $-N$, $+N$ behalten bei dem Rückgange des Kolbens ihre erſte Richtung bei; es behält alſo auch hierbei das Kräftepaar $(+N, -N)$ ſeine Richtung unverändert und es wird folglich durch daſſelbe wieder der Druck des Treibrades in K um die oben gefundene Kraft V vergrößert und der Druck des vorderen Rades in H um die gleiche Kraft V vermindert. Steht die Warze in einem der todten Punkte O, U, ſo iſt natürlich N Null, ferner $R = Q$ und der Hebelarm CL des Kräftepaares $\left(+ \frac{R}{2}, - \frac{R}{2}\right)$ alſo auch deſſen Moment, und endlich auch die Zugkraft Null. Auch iſt aus demſelben Grunde die Zugkraft P_1 der gekuppelten Radaxe $C =$ Null, wenn die Warze G in einem der todten Punkte O_1 und U_1 des Krummzapfens GD ankommt. Die ſtetige Veränderung der Zugkräfte P und P_1 bewirkt, daß der Dampfwagen mit einer veränderlichen Geſchwindigkeit fortrollt. Die Veränderung dieſer Geſchwindigkeit wird jedoch theils durch die träge Maſſe des Dampfwagens und theils noch dadurch in engen Grenzen erhalten, daß die Treibaxe C nicht bloß durch eine, ſondern durch zwei Maſchinen in Umdrehung geſetzt wird, und daß dieſelben mittels doppelter auf das Viertel geſtellten Krummzapfen auf die Treibaxe C wirken. Wenn der eine Krummzapfen in einem todten Punkte ſteht und folglich nichts zur Umdrehung des Treib-

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

rades beiträgt, befindet sich der andere Krummzapfen nahe in seiner besten Wirkung, und ertheilt also der Treibaxe die größte Zugkraft. Da die Umdrehungsebenen der beiden Krummzapfen nicht zusammenfallen, sondern in einem gewissen Abstande von einander abstehen, der besonders bei Maschinen mit außen liegenden Cylindern sehr groß ist, so findet auch keine einfache Vereinigung der durch beide Kurbeln erzeugten Zugkräfte statt, sondern es bildet sich aus diesen beiden Kräften außer der in der Mitte der Radaxe angreifenden Mittelkraft auch noch ein Kräftepaar, welches diese Axe um ihre vertikale Schwerlinie bald in der einen, bald in der anderen Richtung umzudrehen sucht. Bezeichnen wir in der Folge diese beiden Kräfte durch P_1 und P_2, so haben wir, da sich

$$P_1 = \frac{P_1 + P_2}{2} + \frac{P_1 - P_2}{2} \text{ und}$$

$$P_2 = \frac{P_1 + P_2}{2} - \frac{P_1 - P_2}{2}$$

setzen läßt, für die in der Axenmitte angreifende Mittelkraft:

$$P = \frac{P_1 + P_2}{2} + \frac{P_1 + P_2}{2} = P_1 + P_2,$$

und dagegen die Componenten des gedachten Kräftepaares:

$$\frac{P_1 - P_2}{2} \text{ und } - \frac{P_1 - P_2}{2},$$

und folglich, wenn wir noch den Abstand der beiden Kurbelebenen von einander durch b bezeichnen, das Moment dieses Kräftepaares:

$$\frac{(P_1 - P_2)\, b}{2}.$$

§. 288. Die Normalkraft oder der Component N des Kräftepaares $(+N, -N)$, welches die beiden Radaxen C und D, je nach der Umdrehungsrichtung der Kurbelwelle, in der einen oder in der anderen Richtung umzudrehen sucht und dadurch den Druck des einen Räderpaares auf die Schienenbahn ebenso viel vergrößert, wie den des anderen verkleinert, ist durch die Formel:

$$N = Q \, tang. \, \alpha$$

bestimmt, wenn α den veränderlichen Winkel BAC bezeichnet, um welchen die Axe AB der Treibstange von der Richtung AC der Kolbenstange abweicht.

Wenn wir ferner, der Bezeichnung in §. 95 entsprechend, den Umdrehungswinkel OCB der Kurbelwarze B, vom todten Punkte O ausgehend, durch β, und die Kurbelarmlänge CB durch r bezeichnen, so haben wir die Armlänge dieses Kräftepaares:

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$AC = AS + SC = l\ cos.\alpha + r\ cos.\beta,$$

und daher das Moment dieſes Kräftepaares:

$$\overline{AC}\ .\ N = Q\ tang.\alpha\ (l\ cos.\alpha + r\ cos.\beta),$$

wofür wir, da α klein, alſo

$$cos.\alpha \text{ nahe} = 1 \text{ und } tang.\alpha = sin.\alpha = \frac{r}{l}\ sin.\beta$$

geſetzt werden kann,

$$\overline{AC}\ .\ N = \left(1 + \frac{r\ cos.\beta}{2}\right) Qr\ sin.\beta$$

ſchreiben wollen.

Dieſes Moment iſt für $\beta = 0$ Grad und $= 180$ Grad, alſo wenn die Warzen in einem der todten Punkte O oder U ſtehen, Null, und dagegen für $cos.\beta = \frac{r}{l}$, ein Maximum, und zwar $= Qr$. Kommt die Warze auf die andere Seite von OU, ſo iſt β ſtumpf und Q negativ, daher folgt, wenn man vom todten Punkte U ausgeht, das Moment des Kräftepaares:

$$= \left(1 - \frac{r\ cos.\beta}{l}\right) Qr\ sin.\beta,$$

und das Maximum deſſelben wieder $= Qr$.

Die andere Warze des Krummzapfens hat den Drehungswinkel $90^0 + \beta$, für ſie iſt alſo das Moment des entſprechenden Kräftepaares:

$$\left(1 \pm \frac{r}{l}\ cos.\ (90^0 + \beta)\right) Qr\ sin.\ (90^0 + \beta)$$

$$= \left(1 \mp \frac{r}{l}\ sin.\beta\right) Qr\ cos.\beta.$$

Daſſelbe iſt für $\beta = 90$ und für $\beta = 270$ Grad $=$ Null, und dagegen $sin.\beta = -\frac{r}{l}$ ein Maximum, und zwar wieder $= Qr$.

Während einer Umdrehung der Radaxe nimmt alſo das Moment des einen Kräftepaares nach und nach die Werthe:

$$0, +Qr, 0, +Qr,$$

und das andere die Werthe:

$$+Qr, 0, +Qr, 0$$

an, ſo daß das eine ſeinen Minimalwerth 0 hat, wenn das andere nahe in ſeinem Maximalwerthe Qr ſteht.

Setzen wir den Abſtand der beiden Radaxen C und D von einander $= e$, ſo haben wir die dem Kräftepaar $(+N, -N)$ entſprechenden Kräfte, durch welche der Druck auf die eine Radaxe vergrößert und auf die andere um eben ſo viel verkleinert wird:

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$V_1 = \left(1 \pm \frac{r\ cos.\beta}{l}\right) \frac{Q r\ sin.\beta}{e} \text{ und}$$

$$V_2 = \left(1 \mp \frac{r\ sin.\beta}{l}\right) \frac{Q r\ cos.\beta}{e},$$

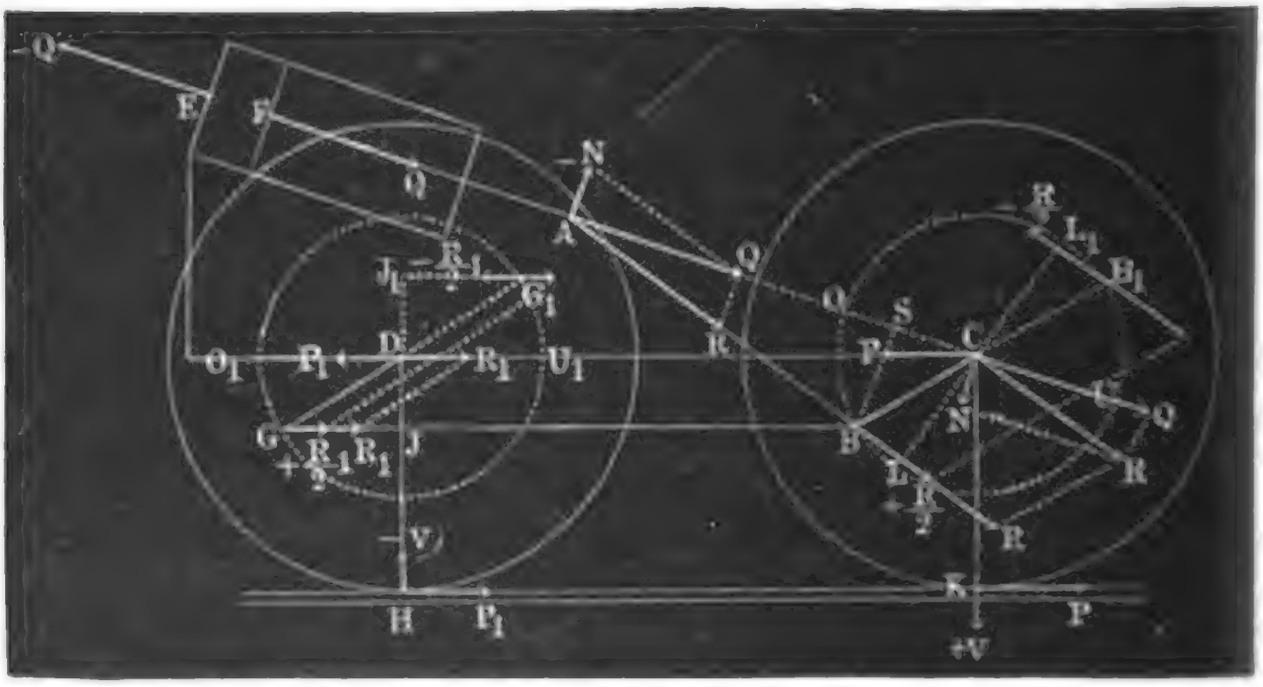
wofür wir aber im Folgenden die Mittelwerthe:

$$V_1 = \frac{Q r\ sin.\beta}{e} \text{ und } V_2 = \frac{Q r\ cos.\beta}{e}$$

annehmen wollen.

Bei der in der Figur angedeuteten Umdrehungsrichtung der Treibaxe

Fig. 595.



wirken die beiden Kräfte V_1 und V_2 auf die Treibaxe C von oben nach unten, und dagegen auf die Vorderaxe D von unten nach oben; wird aber die Treibaxe umgekehrt umgedreht, alſo die Locomotive in eine rückgängige Bewegung verſetzt, ſo wirken dieſe Kräfte entgegengeſetzt; d. i. ſie vermindern den Druck auf die Axe C und vergrößern den Druck auf die Axe D.

Da die Vertikalebenen, in welchen dieſe Kräfte wirken, nicht mit den Radebenen zuſammenfallen, ſo gehen dieſe Kräfte auch nicht unmittelbar auf die Räder über, ſondern es wird, da ſich

$$V_1 = \frac{V_1 + V_2}{2} + \frac{V_1 - V_2}{2} \text{ und}$$

$$V_2 = \frac{V_1 + V_2}{2} - \frac{V_1 - V_2}{2}$$

ſetzen läßt, jedes Rad von einer Mittelkraft:

$$Z_1 = \frac{V_1 + V_2}{2} = (sin.\beta + cos.\beta)\ \frac{Q r}{2 e}$$

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

und außerdem noch von einem Componenten eines Kräftepaares:

$$\left(+\frac{V_1 - V_2}{2}, -\frac{V_1 - V_2}{2}\right)$$

ergriffen.

Iſt b der Abſtand der Kurbelebenen und b_1 der Abſtand der Radebenen von einander, ſo hat man das Moment des letzten Kräftepaares:

$$\frac{(V_1 - V_2)\, b}{2},$$

und die Kraft, mit welcher durch daſſelbe der Druck des einen Rades einer und derſelben Axe vergrößert und der des anderen verkleinert wird:

$$Z_2 = \frac{(V_1 - V_2)\, b}{2\, b_1} = (sin.\, \beta - cos.\, \beta)\, \frac{Q\, r\, b}{2\, e\, b_1}.$$

Hiernach iſt alſo die Vergrößerung des Druckes eines Treibrades:

$$Z_1 + Z_2 = \left(sin.\, \beta + cos.\, \beta + (sin.\, \beta - cos.\, \beta)\, \frac{b}{b_1}\right) \frac{Q\, r}{2\, e},$$

und die gleichzeitige Vergrößerung dieſes Druckes des anderen Rades:

$$Z_1 - Z_2 = \left(sin.\, \beta + cos.\, \beta - (sin.\, \beta - cos.\, \beta)\, \frac{b}{b_1}\right) \frac{Q\, r}{2\, e},$$

Der Druck $Z_1 + Z_2$ des einen Rades iſt:

für $\beta = 0$ Grad, $= \frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e}$,

„ $tang.\, \beta = \left(\frac{b_1 + b}{b_1 - b}\right)$, das Maximum $\sqrt{\frac{b_1^2 + b^2}{2}} \cdot \frac{r\, Q}{b_1\, e}$ und

„ $\beta = 90$ Grad, $= \frac{(b_1 + b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e}$;

dagegen der Druck $Z_1 - Z_2$ des anderen Rades:

für $\beta = 0$ Grad, $= \frac{(b_1 + b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e}$,

„ $tang.\, \beta = \left(\frac{b_1 - b}{b_1 + b}\right)$, das Maximum $\sqrt{\frac{b_1^2 + b^2}{2}} \cdot \frac{r\, Q}{b_1 e}$ und

„ $\beta = 90$ Grad $\frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e}$.

Es variirt hiernach die Vergrößerung des Druckes auf ein Treibrad C und ebenſo die Verminderung des Druckes auf ein Vorderrad D, hervorgebracht durch die Normalkräfte $+ N$ und $- N$, je nachdem b kleiner oder größer als b_1 iſt, entweder zwiſchen den Grenzen:

$$\frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} \text{ und } \sqrt{\frac{b_1^2 + b^2}{2}} \cdot \frac{r\, Q}{b_1\, e}$$

oder zwiſchen den Grenzen:

$$\frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} \text{ und } \frac{(b_1 + b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e}.$$

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

Da die Differenz dieser Grenzwerthe um so größer ausfällt, je größer der Abstand b der Kurbelebenen von einander ist, so folgt, daß bei Locomotiven mit außenliegenden Cylindern, wo sogar $b > b_1$ ist, die durch die Normalkräfte $+ N$ und $- N$ herbeigeführten Schwankungen in der Stabilität der Locomotiven größer sind als bei Locomotiven mit zwischen den Rädern liegenden Cylindern.

Diese Kräfte wirken besonders dadurch sehr nachtheilig und störend auf die Locomotive, daß sie nur zur Hälfte unmittelbar auf die Treibaxe C wirken, und dagegen die andere Hälfte derselben zunächst von der am Wagengestelle festsitzenden Führung aufgenommen, und von dem ersteren erst mittels der Druckfeder auf die vordere Radaxe D übergetragen werden. Um die aus der Veränderlichkeit dieser Kräfte hervorgehenden Schwankungen zu mäßigen, ist es daher nöthig, möglichst starke Druckfedern in Anwendung zu bringen.

§. 289. Die Kraft, welche die Treibstange in ihrer Axenrichtung fortpflanzt, ist:

$$R = \frac{Q}{\cos.\alpha}.$$

Sie wirkt beim Hingange des Kolbens an dem Hebelarme:

$$CL = y = r \sin.(\beta + \alpha),$$

und dagegen beim Rückgange desselben, wenn man hier vom todten Punkte U ausgeht, an dem Hebelarme:

$$CL_1 = y_1 = r \sin.(\beta - \alpha).$$

Hiernach ist das Umdrehungsmoment dieser Kraft in dem einen Falle:

$$Ry = \frac{Qr \sin.(\beta + \alpha)}{\cos.\alpha} = Qr\,(\sin.\beta + \tang.\alpha \cos.\beta),$$

annähernd:

$$= Qr \sin.\beta, \text{ oder genauer } Qr \sin.\beta \left(1 + \frac{r}{l} \cos.\beta\right),$$

und im anderen Falle:

$$Ry_1 = \frac{Qr \sin.(\beta - \alpha)}{\cos.\alpha} = Qr\,(\sin.\beta - \tang.\alpha \cos.\beta),$$

annähernd:

$$= Qr \sin.\beta, \text{ oder genauer } Qr \sin.\beta \left(1 - \frac{r}{l} \cos.\beta\right).$$

Es ist folglich die entsprechende Zugkraft für den einen Krummzapfen:

$$P_1 = \frac{Qr \sin.\beta}{a} \left(1 \pm \frac{r}{l} \cos.\beta\right),$$

und dagegen für den anderen, welcher diesem um 90^0 vorläuft:

Digitized by Google

$$P_2 = \frac{Q r \, sin.\,(90^0 + \beta)}{a}\left(1 \pm \frac{r}{l}\, cos.\,(90^0 + \beta)\right)$$
$$= \frac{Q r \, cos.\,\beta}{a}\left(1 \mp \frac{r}{l}\, sin.\,\beta\right).$$

Vernachläſſigen wir noch das Glied mit dem Factor $\frac{r}{l}$, machen wir alſo keinen Unterſchied zwiſchen dem Hin- und dem Rückgange des Kolbens, ſo erhalten wir endlich die Zugkraft der Locomotive:

$$1)\quad P = P_1 + P_2 = \frac{Q r}{a}\,(sin.\,\beta + cos.\,\beta),$$

und dagegen das Moment des Kräftepaares, welches die Treibaxe bald in der einen, bald in der anderen Richtung um eine vertikale Axe zu drehen ſucht:

$$2)\quad \frac{(P_1 - P_2)\,b}{2} = \frac{Q r b}{2 a}\,(sin.\,\beta - cos.\,\beta).$$

Die Zugkraft P iſt für $tang.\,\beta = 1$, d. i. für $\beta = 45$ Grad, ein Maximum, und zwar $P = \frac{Q r \sqrt{2}}{a}$, und fällt dagegen für $\beta = 0$ und $\beta = 90$ Grad nur $\frac{Q r}{a}$ aus. Es nimmt folglich dieſe Kraft während der Umdrehung um einen Quadranten von

$$\frac{Q r}{a} \text{ bis } \frac{Q r \sqrt{2}}{a} \text{ zu, von } \frac{Q r \sqrt{2}}{a} \text{ bis } \frac{Q r}{a} \text{ ab,}$$

während der mittlere Werth derſelben (ſ. III., §. 98)

$$P = \frac{4}{\pi} Q r \quad \text{iſt.}$$

Das Moment des Kräftepaares $\left(+\frac{P_1 - P_2}{2} - \frac{P_1 - P_2}{2}\right)$ geht dagegen bei der Umdrehung der Kurbel um einen Quadranten entweder

$$\text{aus } -\frac{Q r b}{2 a} \text{ in } 0 \text{ und aus } 0 \text{ in } +\frac{Q r b}{2 a}, \text{ oder}$$
$$\text{aus } +\frac{Q r b}{2 a} \text{ in } 0 \text{ und aus } 0 \text{ in } -\frac{Q r b}{2 a} \text{ über.}$$

Die Kraft, mit welcher hiernach bald das eine, bald das andere Treibrad vor- oder zurückgeſchoben wird, ſchwankt alſo ſtets zwiſchen

$$0 \text{ und } \pm\frac{Q r b}{2 a b_1}.$$

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

Dieſes Vor- und Rückwärtsſchieben wird zum Theil durch die Torſion der Treibaxe, und zum Theil durch die Schienenbahn, zumal wenn der Spielraum der Räder auf derſelben klein iſt, verhindert, oder wenigſtens in engen Grenzen erhalten.

Man erſieht aus den vorſtehenden Formeln (1) und (2), daß die Zugkraft, und ebenſo auch die Störungen in der fortſchreitenden Bewegung einer Locomotive direct wie der Kurbelhalbmeſſer und umgekehrt wie der Treibradhalbmeſſer wachſen, und daß ins Beſondere noch die letzteren dem Abſtande der Kurbelebenen oder Cylinderaxen von einander proportional ſind, und dagegen mit der Spurweite im umgekehrten Verhältniſſe zunehmen. Locomotiven mit außen liegenden Cylindern haben daher größere Störungen als ſolche mit innen liegenden Cylindern. Uebrigens läßt ſich das Vor- und Rückwärtsgehen des einen oder anderen Rades dadurch vermindern, daß man den Wagenzug nicht bloß in einem, ſondern in mehreren Punkten an die Locomotive anſchließt, alſo z. B. durch ſcharfes Anſpannen der Verbindungskette die Puffer des erſten Wagens ſtark gegen die der Locomotive anpreßt.

Beiſpiel. Es ſei die Kolbenkraft einer Locomotive $Q = 6000$ Pfund, der Halbmeſſer des Warzenkreiſes oder der halbe Kolbenſchub $r = 12$ Zoll, der Halbmeſſer eines Treibrades $a = 33$ Zoll, der Abſtand der beiden Kolbenaxen oder Kurbelebenen von einander $b = 72$ Zoll, die Spurweite oder der Abſtand der Radebenen von einander $b_1 = 55$ Zoll, die Entfernung der vordern Radaxe von der Treibaxe, $e = 62$ Zoll, und die der äußerſten Radaxen von einander, $e_1 = 124$ Zoll; man wünſcht die Zugkraft und die Störungen der Treibkraft kennen zu lernen.

Die Seitenkräfte $(+ N, - N)$ der Treibſtangen verändern den Druck der Treibräder auf die Schienenbahn um eine Größe, welche zwiſchen

$$+ \frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} = \frac{(55 - 72) \,.\, 12 \,.\, 6000}{2 \,.\, 55 \,.\, 62} = - 179 \text{ Pfund, und}$$

$$+ \frac{(b_1 + b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} = \frac{(55 + 72) \,.\, 12 \,.\, 6000}{2 \,.\, 55 \,.\, 62} = + 1341 \text{ Pfund}$$

ſchwankt, und dagegen den Druck der vorderen Räder um die entgegengeſetzte Größe, welche alſo zwiſchen

$$- \frac{(b_1 - b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} = 179 \text{ Pfund und } \frac{(b_1 + b)\, r\, Q}{2\, b_1\, e} = - 1341 \text{ Pfund}$$

variirt.

Die Zugkraft der Locomotive ſchwankt zwiſchen

$$P = \frac{Q\, r}{a} = \frac{6000 \,.\, 12}{33} = 2182 \text{ Pfund und}$$

$$\frac{Q\, r \sqrt{2}}{a} = 2182 \,.\, \sqrt{2} = 3085 \text{ Pfund}$$

und iſt im Mittel:

$$= \frac{4}{\pi} \,.\, \frac{Q\, r}{a} = 2778 \text{ Pfund.}$$

§. 290. Die fortſchreitende Bewegung der Locomotive und des ganzen Wagenzuges läßt ſich nach der Theorie des doppelten Krummzapfens (ſ. III., §. 106 u. ſ. w.) unmittelbar beurtheilen. Sehen wir wieder von der veränderlichen Neigung der Treibaxe gegen die Axe der Kolbenſtange ab, ſo haben wir für die Bewegung der Locomotive auf der Schienenbahn folgende Formel (ſ. S. 200) in Anwendung zu bringen: Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right) = (M + M_1 + W)\,\frac{v^2 - c^2}{2},$$

in welcher M die Maſſe einer Kolbenſtange ſammt zwei Dritteln der Maſſe der Treibſtange, M_1 die rotirende Maſſe der Radaxen, Räder u. ſ. w. ſammt einem Drittel der Treibſtangenmaſſe, alle auf den Umfang der Treibräder reducirt, W die Maſſe der Locomotive ſammt der des ganzen Wagenzuges bezeichnen, und worin c die mittlere und v die veränderliche, dem Drehungswinkel β entſprechende Geſchwindigkeit des Wagenzuges oder der Radumfänge der Treibräder bedeuten. Es iſt hiernach:

$$v = c\left(1 + \frac{Qr\left(1 + sin.\beta - cos.\beta - \frac{4}{\pi}\beta\right)}{(M + M_1 + W)\,c^2}\right),$$

woraus ſich der Maximalwerth:

$$v_1 = \left(1 + 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1 + W)\,c^2}\right)c,$$

und der Minimalwerth:

$$v_2 = \left(1 - 0{,}0422\,\frac{Qr}{(M + M_1 + W)\,c^2}\right)c$$

ergiebt, ſo daß ſich der Ungleichförmigkeitsgrad der fortſchreitenden Bewegung des Wagenzuges:

$$\delta = 0{,}0844\,\frac{Qr}{(M + M_1 + W)\,c^2}$$

ergiebt, der allerdings in

$$\delta = 0{,}2705\,\frac{Qr}{(M + M_1 + W)\,c^2}$$

übergeht (ſ. III., §. 112), wenn das Verhältniß $\frac{r}{l}$ nicht Null, ſondern $1/5$ iſt. Man kann hiernach ermeſſen, daß die Veränderlichkeit in der Geſchwindigkeit des Dampfwagenzuges klein genug iſt, um $\delta = 0$, d. i. $v = c$ ſetzen, alſo annehmen zu können, daß ſich der Zug gleichförmig fortbewegt. Nehmen wir z. B. $Qr = 6000$ Fußpfund, c nur $= 20$ Fuß und $M + M_1 + M_2 = 4000$ Pfund an, ſo erhalten wir durch die letzte Formel:

$$\delta = 0{,}2705\,\frac{6000}{4000\,.\,400} = 0{,}001.$$

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

Mit dieſer fortſchreitenden Bewegung der Locomotive ſind aber noch beſondere ſchwingende Bewegungen verbunden, welche ſtörende Einflüſſe auf die Stabilität der Locomotive ausüben. Dieſe ſchwingenden Bewegungen beſtehen entweder

1) in dem ſogenannten Rücken (franz. le tangage) der Locomotive, wobei dieſelbe gegen ihre mittlere Bewegung bald etwas voreilt und bald etwas zurückbleibt; oder 2) in dem ſogenannten Schlängeln (franz. le lacet) oder einem Drehen um eine vertikale Axe; oder ferner 3) in dem Schwanken (franz. le roulis) oder einer Drehung um eine horizontale Längenaxe oder endlich 4) in dem Stampfen oder Galopiren (franz. le galop) oder einer Drehung um eine horizontale Queraxe. Die beiden letzten Störungen dürfen ſich natürlich nur auf das Geſtelle der Locomotive erſtrecken, welches vermöge ſeiner Aufhängung in Federn ohne die Radaxen auf- und niederſchwingen kann; das Schwanken und Stampfen des ganzen Dampfwagens würde das Entgleiſen deſſelben zur Folge haben.

Es iſt leicht zu ermeſſen, daß das Schwanken und Stampfen des Dampfwagens durch die Vertikalkräfte V_1 und V_2 (ſ. §. 288) und dagegen das Rücken und Schlängeln durch die Veränderlichkeit und das excentriſche Angreifen der Zugkräfte P_1 und P_2 befördert wird.

§. 291 *). Durch die trägen Maſſen der Kolben, Kolbenſtangen, Treibſtangen und Kurbeln wird die Stabilität der fortſchreitenden Locomotiven noch beſonders beeinträchtigt, entweder weil ſich dieſe Maſſen nicht gleichförmig bewegen oder weil dieſelben nicht gleichmäßig um die Treibaxe herum vertheilt ſind. Der Kolben ſammt ſeiner Stange hat am Anfang ſeines Ausſchubes eine beſchleunigte, und am Ende deſſelben eine verzögerte Bewegung; in Folge deſſen nimmt er daher während der erſten Hälfte ſeines Schubes oder Zuges eine gewiſſe Trägheitskraft in Anſpruch, die er in der zweiten Hälfte deſſelben wieder zurückgiebt. Wenn alſo auch der Dampfdruck ($= Q$) auf die Grundfläche E des Dampfcylinders, Fig. 596, unveränderlich derſelbe bleibt, ſo wird doch nicht der Gegendruck Q_1 an der Treibſtange conſtant bleiben, ſondern es wird dieſer Druck ſtets um diejenige Kraft kleiner oder größer als der erſtere ſein, welche die träge Maſſe des Dampfkolbens u. ſ. w. entweder vermöge ihrer Beſchleunigung in ſich aufnimmt, oder vermöge ihrer Verzögerung wieder zurückgiebt. Dieſer Kraftwechſel wirkt beſonders deshalb nachtheilig auf die Solidität und Stabilität der Locomotive, weil nur die Kraft Q_1 unmittelbar von der Treibaxe aufgenommen wird und dagegen der Druck $= Q$ gegen die Grundfläche des Dampfcylinders erſt mittelbar, d. i. durch die Druckfedern und Axenhalter auf die Axen übergetragen wird.

Digitized by Google

Während die Warze B der Kurbel um den Winkel $OCB = \beta$ um- läuft, bewegt ſich der Kolben F um den Weg: Theorie der Bewegung der Dampf- wagen.

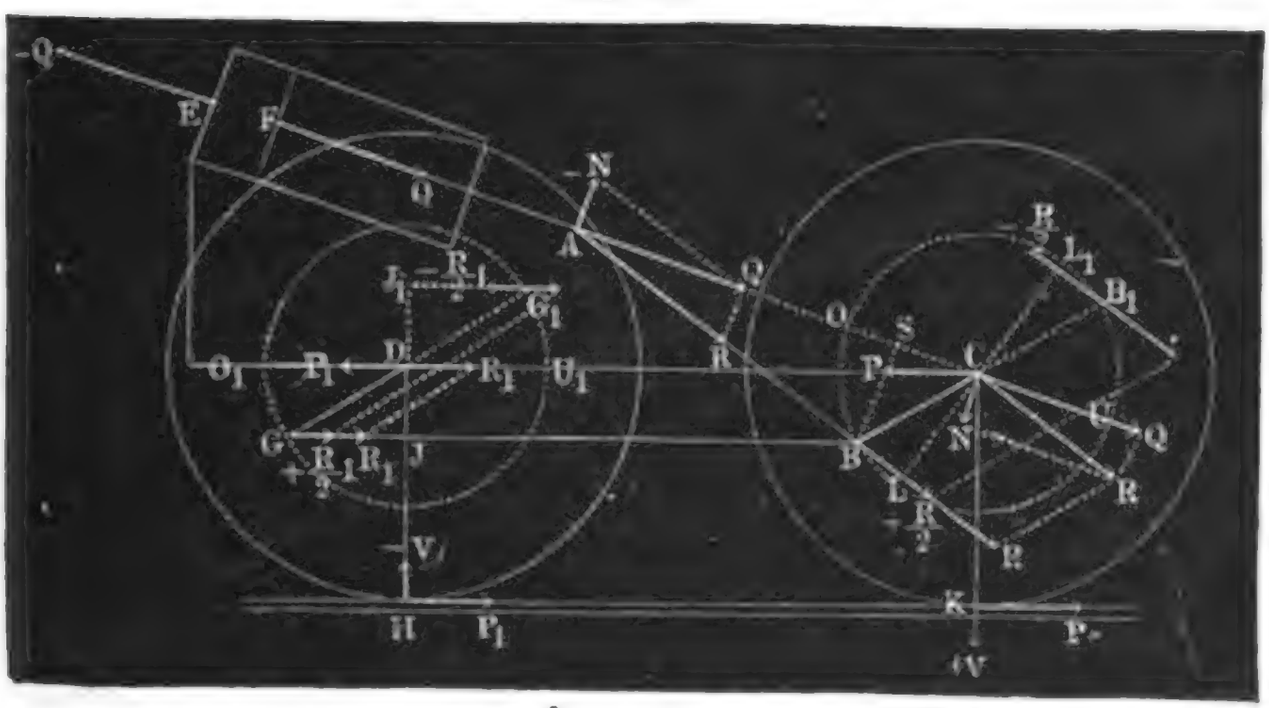
$$s = r\,(1 - cos.\,\beta) - \frac{r^2\,(sin.\,\beta)^2}{2\,l}$$ (ſ. III., §. 95),

wofür wir indeſſen annähernd nur

$$s = r\,(1 - cos.\,\beta)$$

ſetzen wollen.

Fig. 596.



Die entſprechende Kolbengeſchwindigkeit iſt:

$$v = \frac{ds}{dt} = r\,sin.\,\beta\,\frac{d\beta}{dt}$$ (ſ. I., §. 19 *)),

und da nun noch $a\beta = ct$, oder $a\,d\beta = c\,dt$ iſt, wofern c die Geſchwindigkeit des Wagens und t die Zeit zum Durchlaufen des Weges s bezeichnet, ſo folgt:

$$v = r\,sin.\,\beta\,\frac{c}{a} = \frac{c\,r\,sin.\,\beta}{a},$$

und hieraus wieder die Acceleration des Kolbens:

$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{cr}{a}\,cos.\,\beta\,\frac{d\beta}{dt} = \frac{c^2 r}{a^2}\,cos.\,\beta = \omega^2 r\,cos.\,\beta,$$

wobei ω die Winkelgeſchwindigkeit der Treibaxe ausdrückt.

Multiplicirt man nun dieſe Acceleration durch die Maſſe M des Kolbens u. ſ. w., ſo erhält man die geſuchte Trägheitskraft deſſelben:

$$K_1 = \omega^2 M r\,cos.\,\beta.$$

Für den Kolben der anderen Maſchine iſt ſtatt β, $90^0 + \beta$, und daher die Trägheitskraft:

$$K_2 = \omega^2 M r\,cos.\,(90^0 + \beta) = -\,\omega^2 M r\,sin.\,\beta.$$

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

Aus dieſen beiden Kräften folgt eine Mittelkraft, welche die Locomotive in kurzen Abſätzen hin- und zurückſchiebt und vorzüglich das Rücken derſelben befördert:

$$1)\quad K = K_1 + K_2 = \omega^2 M r\,(cos.\,\beta - sin.\,\beta),$$

und ein Kräftepaar, welches die Locomotive um eine gegen die Ebenen durch beide Kolbenſtangen rechtwinkelig ſtehende Axe zu drehen ſucht, und das Moment:

$$2)\quad \frac{(K_1 - K_2)\,b}{2} = \frac{\omega^2 M r b}{2}\,(cos.\,\beta + sin.\,\beta)$$

hat.

Liegen die Dampfcylinder nicht horizontal, ſondern ſind ſie unter dem Winkel ι gegen den Horizont geneigt, ſo zerlegt ſich die Mittelkraft K in eine Horizontalkraft:

$$H = K\,cos.\,\iota,$$

und in eine Vertikalkraft:

$$V = K\,sin.\,\iota.$$

Während die erſtere Kraft das Rücken des Dampfwagens hervorbringt, erzeugt und befördert letztere das ſogenannte Stampfen deſſelben.

Ebenſo zerlegt ſich das Kräftepaar in einen horizontalen und einen vertikalen Componenten, und es iſt das Moment des erſteren:

$$(K_1 - K_2)\,\frac{b\,cos.\,\iota}{2},$$

und das des zweiten:

$$(K_1 - K_2)\,\frac{b\,sin.\,\iota}{2},$$

wovon das erſtere das Schlängeln und das zweite das Schwanken des Wagens erzeugt.

Die Mittelkraft K geht während der einen halben Umdrehung der Treibwelle aus:

$$\omega^2 M r \text{ in } 0,\ \text{in } -\omega^2 M r,\ -\omega^2 M r\sqrt{2},\ -\omega^2 M r$$

und während der zweiten aus:

$$-\omega^2 M r \text{ in } 0,\ \text{in } +\omega^2 M r,\ +\omega^2 M r\sqrt{2},\ +\omega^2 M r$$

über, es variirt folglich dieſe Kraft während einer ganzen Umdrehung zwiſchen den Grenzen:

$$-\omega^2 M r\sqrt{2} \text{ und } +\omega^2 M r\sqrt{2}.$$

Das Moment des Kräftepaares $\left(+\frac{K_1 - K_2}{2}, -\frac{K_1 - K_2}{2}\right)$ durchläuft während der einen halben Umdrehung die Werthe:

$$\frac{\omega^2 M r b}{2},\ \omega^2 M r b\sqrt{1/2},\ \frac{\omega^2 M r b}{2},\ 0,\ -\frac{\omega^2 M r b}{2},$$

Digitized by Google

und während der anderen die Werthe:

$$-\frac{\omega^2 M r b}{2},\ -\omega^2 M r b \sqrt{1/2},\ -\frac{\omega^2 M r b}{2},\ 0,\ +\frac{\omega^2 M r b}{2},$$

und ſchwankt folglich innerhalb einer ganzen Umdrehung zwiſchen den Grenzen: $+\omega^2 M r b \sqrt{1/2}$ und $-\omega^2 M r b \sqrt{1/2}$.

§. 292. Da die Kurbel CB im Kreiſe herumläuft, ſo kann man die Bewegung derſelben in zwei andere Bewegungen zerlegen, wovon die eine die Richtung der Kolbenaxe hat, und die andere um einen Rechtwinkel von dieſer Axe abweicht. Es iſt der Weg in der erſteren Richtung wieder:

$$OS = r\,(1 - \cos.\beta),$$

und dagegen der in der anderen Richtung:

$$SB = r \sin.\beta.$$

Daher folgt die Acceleration der erſteren Bewegung:

$$p = \frac{c^2 r}{a^2} \cos.\beta = \omega^2 r \cos.\beta,$$

und dagegen die der anderen:

$$q = -\frac{c^2 r}{a^2} \sin.\beta = -\omega^2 r \sin.\beta.$$

Iſt nun M_1 die Maſſe des Krummzapfens, von ihrem Schwerpunkte auf die Warzenaxe reducirt, ſo hat man die Trägheitskraft des Krummzapfens in der Richtung der Kolbenbewegung:

$$M_1 p = \omega^2 M_1 r \cos.\beta,$$

und dagegen die rechtwinkelig gegen jene:

$$M_1 q = -\omega^2 M_1 r \sin.\beta.$$

Für den anderen Krummzapfen iſt dagegen die erſtere Kraft:

$$\omega^2 M_1 r \cos.(90^0 + \beta) = -\omega^2 M_1 r \sin.\beta,$$

und die andere:

$$-\omega^2 M_1 r \sin.(90^0 + \beta) = -\omega^2 M_1 r \cos.\beta.$$

Da die Trägheitskräfte, welche parallel der Kolbenbewegung wirken, genau ſo beſtimmt werden, wie die der Kolben, ſo kann man ſie ſogleich zu dieſen addiren, und ſetzen:

$$K_1 = \omega^2 (M + M_1)\, r \cos.\beta, \text{ ſowie}$$
$$K_2 = -\omega^2 (M + M_1)\, r \sin.\beta.$$

Was aber die Normalkräfte

$$S_1 = -\omega^2 M_1 r \sin.\beta \text{ und } S_2 = -\omega^2 M_1 r \cos.\beta$$

anlangt, ſo vereinigen ſich dieſelben wieder zu einer Mittelkraft:

$$S = S_1 + S_2 = -\omega^2 M_1 r\,(\sin.\beta + \cos.\beta),$$

und zu einem Kräftepaare mit dem Moment:

$$(S_1 - S_2)\frac{b}{2} = \frac{\omega^2 M_1 r b}{2}(\cos.\beta - \sin.\beta),$$

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

wovon die erſtere den Druck der Treibräder auf die Axe innerhalb der Grenzen:

$$-\omega^2 M_1 r\sqrt{2} \text{ und } +\omega^2 M_1 r\sqrt{2}$$

verändert und dadurch das Stampfen der Locomotive befördert, und das andere zwiſchen den Grenzen:

$$-\omega^2 M_1 r b\sqrt{1/2} \text{ und } +\omega^2 M_1 r b\sqrt{1/2}$$

variirt, wodurch das Schwanken des Dampfwagens hervorgebracht wird.

Die Treib- oder Kurbelſtange M_2 hat erſtens die Bewegung mit der Kolbenſtange gemeinſchaftlich, weshalb man den entſprechenden Theil ihrer Trägheitskraft unmittelbar zu K_1 und K_2 addiren kann, ſo daß

K_1 in $\omega^2 (M + M_1 + M_2) r \cos.\beta$ und
K_2 in $-\omega^2 (M + M_1 + M_2) r \sin.\beta$

übergeht; außerdem hat aber noch der Schwerpunkt derſelben eine Seitenbewegung, welche $\frac{l_1}{l}$ der Seitenbewegung der Kurbelwarze zu ſetzen iſt, wenn l_1 den Abſtand des Schwerpunktes dieſer Stange von dem Kolbenſtangenkopfe bezeichnet. Deshalb ſind denn auch die beiden Kurbelſtangen entſprechenden Seitenkräfte:

$$-\omega^2 M_2 r \frac{l_1}{l} \sin.\beta \text{ und } -\omega^2 M_2 r \frac{l_1}{l} \cos.\beta.$$

Von dieſen Kräften wird auf die Kurbelwarzen der $\left(\frac{l_1}{l}\right)$te, und auf die Parallelführung der $\left(\frac{l-l_1}{l}\right)$te Theil übergetragen, ſo daß die Mittelkraft $S = S_1 + S_2$ in:

$$-\omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] r (\sin.\beta + \cos.\beta)$$

und das Moment des Kräftepaares $(S_1 - S_2)\frac{b}{2}$ in:

$$\omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] \frac{br}{2} (\cos.\beta - \sin.\beta)$$

übergeht, während die Seitenkräfte:

$$T_1 = -\omega^2 M_2 \frac{l_1 (l - l_1) r}{l^2} \sin.\beta \text{ und}$$

$$T_2 = -\omega^2 M_2 \frac{l_1 (l - l_1) r}{l^2} \cos.\beta$$

erſt auf das Wagengeſtelle übergehen und von demſelben mittels der Druckfedern und, nach Befinden, mittels der Axenhalter auf die Axen übergetragen werden.

Bei gekuppelten Rädern ſind natürlich noch die Trägheitskräfte der Kuppelwarzen und der Kuppelſtangen in Betracht zu ziehen. Da jedes

Digitized by Google

Theilchen der Kuppelſtangen dieſelbe Kreisbewegung hat wie die Warzen, ſo ſind auch die Trägheitskräfte dieſer Stangen genau ſo zu beſtimmen, wie die der Warzen oder Krummzapfen. Iſt M_3 die Maſſe einer Kuppelwarze und M_4 die einer Kuppelſtange, ſo hat man demnach für die entſprechenden Trägheitskräfte in der Richtung der Kolbenbewegung die Ausdrücke: Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$K_3 = \pm\, \omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, cos.\, \beta \text{ und}$$
$$K_4 = \mp\, \omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, sin.\, \beta,$$

worin die oberen Zeichen zu nehmen ſind, wenn die Kuppelſtangen an den Warzen der Treibſtangen angreifen, und dagegen die unteren, wenn die Kuppelwarzen den Treibſtangenwarzen gegenüberſtehen.

Sind zwei Räderpaare mit den Treibrädern gekuppelt, ſo hat man:

$$K_3 = \pm\, 2\, \omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, cos.\, \beta \text{ und}$$
$$K_4 = \mp\, 2\, \omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, sin.\, \beta.$$

Dieſe Kräfte (K_3 und K_4) vereinigen ſich natürlich mit den Kräften K_1 und K_2 in der oben beſtimmten Mittelkraft K und in dem gefundenen Kräftepaare:

$$\left(+\,\frac{K_1 - K_2}{2} - \frac{K_1 - K_2}{2}\right).$$

Außer dieſen Kräften geben die letzten trägen Maſſen M_3 und M_4 auch noch die Seitenkräfte rechtwinkelig zur Bewegungsrichtung des Kolbens, und zwar:

$$S_3 = -\,\omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, sin.\, \beta \text{ und}$$
$$S_4 = -\,\omega^2\, (2\, M_3 + M_4)\, r\, cos.\, \beta,$$

aus welchen nicht allein eine Mittelkraft, ſondern auch ein Kräftepaar reſultirt, welches letztere den Abſtand b_3 der Umdrehungsebenen der Kuppelwarzen zum Hebelarme hat.

§. 293 *). Da die Trägheitskraft

$$K = \omega^2\, (M + M_1 + M_2)\, r\, (cos.\, \beta - sin.\, \beta)$$

des Kolbens ſammt ſeiner Stange u. ſ. w. während der Umdrehung des Krummzapfens von 45 bis 225 Grad negativ, und während der folgenden halben Umdrehung von 225 bis 405 Grad wieder poſitiv iſt, ſo ertheilt ſie dem ohnedies ſchon nicht ganz gleichförmig fortſchreitenden Dampfwagen noch eine kleine ſchwingende Bewegung, vermöge welcher er abwechſelnd etwas vor- und rückwärtsgeſchoben wird. Die Amplitude dieſer ſchwingenden Bewegung läßt ſich wie folgt ermitteln.

Iſt W die Maſſe des Dampfwagens und p ſeine Acceleration in Hinſicht auf dieſe Schwingungsbewegung, ſo haben wir zunächſt:

$$W\, p = K.$$

Nun iſt $p = \frac{du}{dt}$, wenn u die Schwingungsgeſchwindigkeit der Loco-

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

motive, dt ein Zeitelement und du das entſprechende Geſchwindigkeitselement bezeichnet, daher folgt:

$$W\,du = K\,dt,$$

und da $t = \frac{\beta}{\omega}$, alſo $\omega t = \beta$ und $\omega\,dt = d\beta$ geſetzt werden kann,

$$W\,du = \omega\,(M + M_1 + M_2)\,r\,(cos.\,\beta - sin.\,\beta)\,d\beta,$$

woraus

$$Wu = \omega\,(M + M_1 + M_2)\,r\,(sin.\,\beta + cos.\,\beta)$$

folgt, und eine Conſtante nicht hinzuzufügen iſt, weil u Null iſt, wenn K ſeinen größten negativen Werth hat, d. i. wenn

$$sin.\,\beta = cos.\,\beta \text{ iſt.}$$

Bezeichnet man ferner den Schwingungsweg der Locomotive durch z, ſo hat man:

$$u = \frac{dz}{dt}, \text{ oder } u\,d\beta = \omega\,dz,$$

und daher:

$$W\,dz = (M + M_1 + M_2)\,r\,(sin.\,\beta + cos.\,\beta)\,d\beta,$$

woraus ſich durch Integriren:

$$Wz = (M + M_1 + M_2)\,r\,(sin.\,\beta - cos.\,\beta),$$

und folglich:

$$z = \frac{(M + M_1 + M_2)\,r}{W}\,(sin.\,\beta - cos.\,\beta)$$

ergiebt.

Dieſer Schwingungsweg iſt für $tang.\,\beta = -1$, d. i. für $\beta = 135^0$ am größten, und zwar:

$$= \frac{(M + M_1 + M_2)\,r\,\sqrt{2}}{W},$$

und dagegen für $tang.\,\beta = 1$, d. i. für $\beta = 45$ Grad, $=$ Null; folglich fällt die Schwingungselongation der Locomotive

$$z = \pm\frac{(M + M_1 + M_2)\,r\,\sqrt{2}}{W}$$

aus.

Die ſchwingende Bewegung der Locomotive um eine vertikale Axe, welche durch das Kräftepaar $\left(\frac{K_1 - K_2}{2}, -\frac{K_1 - K_2}{2}\right)$ hervorgebracht wird, läßt ſich auf ähnliche Weiſe beurtheilen.

Es ſei T das Trägheitsmoment der Locomotive in Hinſicht auf ihre vertikale Schwerlinie, und p_1 die Acceleration dieſer Bewegung in der Ebene der Treibräder. Dann haben wir:

Digitized by Google

Theorie der Bewegung der Dampfwagen.

$$T p_1 = {}^1/_4\ \omega^2\ (M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1\ (cos.\beta + sin.\beta);$$

daher für die entſprechende Geſchwindigkeit u_1:

$$T u_1 = {}^1/_4\ \omega\ (M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1\ (sin.\beta - cos.\beta),$$

und endlich für den zugehörigen Schwingungsweg z_1:

$$T z_1 = -\ {}^1/_4\ (M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1\ (cos.\beta + sin.\beta),$$

alſo:

$$z_1 = -\ \frac{(M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1}{4\ T}\ (cos.\beta + sin.\beta).$$

Dieſer Weg iſt für $sin.\beta = cos.\beta$ ein Maximum, und zwar $-\ \frac{(M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1 \sqrt{2}}{4\ T}$ und für $sin.\beta = -\ cos.\beta$, Null; daher ſchwingt jeder Endpunkt der Treibaxe gegen ſeine mittlere Lage bald um $\frac{(M + M_1 + M_2)\ r\ b\ b_1 \sqrt{2}}{4\ T}$ vor, bald eben ſo viel nach, wenn er nicht durch die Schienenbahn daran gehindert wird.

Gegengewichte.

§. 294. Die im Vorſtehenden betrachteten Störungen in der Stabilität und Bewegung der Locomotiven laſſen ſich, in ſo weit ſie aus der Wirkungsweiſe der Treibkräfte hervorgehen, gar nicht, und inſoweit ſie in der Trägheit der Zwiſchenmaſchine ihren Grund haben, nur zum Theil durch Gegengewichte aufheben. Am vollſtändigſten würde man denſelben entgegenwirken, wenn man die Locomotive durch vier Dampfmaſchinen in Bewegung ſetzen ließe, von welchen je zwei auf den entgegengeſetzten Seiten der Treibaxe liegen und an entgegengeſetzten Warzen der Treibwelle angreifen; oder wenn man wenigſtens jedem der beiden Dampfkolben einer gewöhnlichen Locomotive auf der anderen Seite der Treibaxe noch einen anderen Kolbenmechanismus entgegenſetzte, welcher die entgegengeſetzten Bewegungen des erſteren macht und daher auch entgegengeſetzte Trägheitskräfte hervorruft.

Man hat jedoch von dieſer Ausgleichungsweiſe abgeſtanden, weil dadurch der Bewegungsmechanismus des Dampfwagens noch complicirter ausfallen würde, und bedient ſich daher jetzt nur der rotirenden Gegengewichte, welche allerdings auch nur theilweiſe, und zwar entweder nur die horizontalen oder nur die vertikalen Störungen aufzuheben vermögen.

Um die horizontalen Trägheitskräfte:

$$K_1 = \omega^2\ (M + M_1 + M_2)\ r\ cos.\beta \text{ und}$$
$$K_2 = \omega^2\ (M + M_1 + M_2)\ r\ sin.\beta$$

auszugleichen, hat man jeder der beiden Kurbelwarzen gegenüber in einem beliebigen Abſtande r_1 eine Maſſe $(M + M_1 + M_2)\ \frac{r}{r_1}$ anzubringen;

Digitized by Google

Gegengewichte.

die horizontalen Componenten der Centrifugal- oder Trägheitskräfte dieſer Maſſen bilden dann mit K_1 und K_2 Kräftepaare, welche bekanntlich keinen Druck auf die Axe C ausüben.

Die vertikalen oder normalen Componenten der Trägheitskräfte:

$$S_1 = -\omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] r \sin.\beta \text{ und}$$

$$S_2 = -\omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] r \cos.\beta$$

laſſen ſich ebenfalls durch zwei Maſſen, jede von der Größe

$$\left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] \frac{r}{r_1}$$

ausgleichen, welche in einem willkürlichen Abſtande r_1 den Kurbelwarzen gegenüber anzubringen ſind; denn es bilden die vertikalen Componenten der Centrifugalkräfte dieſer Maſſen mit S_1 und S_2 Kräftepaare, welche nur auf die Rotation um die Axe C, nicht aber auf das Fortſchreiten dieſer Axe einwirken.

Dieſe letztere Ausgleichung iſt deshalb um ſo vortheilhafter, da durch ſie auch die horizontalen Trägheitskräfte auf die kleineren Werthe:

$$K_1 = \omega^2 \left(M + M_2 \left[1 - \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right]\right) r \cos.\beta \text{ und}$$

$$K_2 = \omega^2 \left(M + M_2 \left[1 - \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right]\right) r \sin.\beta$$

zurückgeführt werden, und außer dieſen nur noch die in den Leitungen zur Wirkſamkeit kommenden Seitenkräfte:

$$T_1 = -\omega^2 M_2 r \frac{l_1 (l - l_1)}{l^2} \sin.\beta \text{ und}$$

$$T_2 = -\omega^2 M_2 r \frac{l_1 (l - l_1)}{l^2} \cos.\beta$$

unausgeglichen zurückbleiben, wogegen durch die vollſtändige Ausgleichung der Horizontalkräfte mittels der Gegengewichte $(M + M_1 + M_2) \frac{r}{r_1}$ die Vertikalkräfte auf:

$$S_1 = \omega^2 \left(M + M_2 \left[1 - \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right]\right) r \sin.\beta \text{ und}$$

$$S_2 = \omega^2 \left(M + M_2 \left[1 - \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right]\right) r \cos.\beta$$

geſteigert werden.

Digitized by Google

Gegengewichte.

Beispiel. Es sei bei einer Locomotive von 50000 Pfund Gewicht, welche durch horizontal liegende Maschinen mit 60 Fuß Geschwindigkeit fortbewegt werden soll, das Gewicht eines Kolbens sammt Stange 360 Pfund, das Gewicht einer Lenkstange 260 Pfund, das Gewicht einer Kurbel, auf ihre Warze reducirt, 120 Pfund, die Länge eines Kurbelarmes, $r = 1$ Fuß, der Halbmesser eines Treibrades, $a = 3$ Fuß, der Abstand der Radebenen von einander, $b_1 = 55$ und der der Cylinderaren von einander, $b = 72$ Zoll, und endlich sei das Trägheitsmoment des ganzen Wagens in Beziehung auf seine vertikale Schwerlinie, $T = 16\,M$ Fußpfund. Man soll die störenden Kräfte, sowie die Störungen, welche die trägen Massen der Bewegungsmechanismen dieses Wagens hervorbringen, und endlich noch die Größe der Gegengewichte zur Ausgleichung dieser Störungen ausmitteln.

Es ist die Winkelgeschwindigkeit der Treibare:

$$\omega = \frac{v}{a} = \frac{60}{3} = 20 \text{ Fuß},$$

und es sind hiernach die horizontalen Trägheitskräfte:

$$K_1 = \omega^2 (M + M_1 + M_2)\, r \cos.\beta = 400 \,.\, (360 + 120 + 260) \frac{\cos.\beta}{g}$$

$$= \frac{400 \,.\, 740 \cos.\beta}{31{,}25} = 9472 \cos.\beta \text{ Pfund, sowie}$$

$$K_2 = -\omega^2 (M + M_1 + M_2)\, r \sin.\beta = -9472 \sin.\beta \text{ Pfund.}$$

Da sowohl $\cos.\beta$ als auch $\sin.\beta$ zwischen $+1$ und -1 variirt, so sind auch die Kräfte K_1 und K_2 stetigen Veränderungen innerhalb der Grenzen $+9472$ und -9472 Pfund ausgesetzt. Der kleinste Werth von der Mittelkraft aus K_1 und K_2 ist 0 und der größte $\pm 9472\sqrt{2} = \pm 13395$ Pfund. Diese veränderliche Mittelkraft schiebt die Locomotive während einer Umdrehung der Treibare ein Mal vor und ein Mal zurück um

$$s = \frac{(M + M_1 + M_2)\, r\sqrt{2}}{W} = \frac{740\sqrt{2}}{50000} = 0{,}0209 \text{ Fuß} = \tfrac{1}{4} \text{ Zoll.}$$

Das Moment des überdies noch aus den Kräften K_1 und K_2 hervorgehenden Kräftepaares schwankt zwischen den Grenzen:

$$+\omega^2 (M + M_1 + M_2)\, r\, b \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 9470 \,.\, 6 \,.\, \sqrt{\tfrac{1}{2}} = 40178 \text{ und}$$

$$-\omega^2 (M + M_1 + M_2)\, r\, b \sqrt{\tfrac{1}{2}} = -40178 \text{ Fußpfund,}$$

und bewirkt, daß bald das eine und bald das andere Treibrad um den Weg

$$s_1 = \frac{(M + M_1 + M_2)\, r\, b\, b_1 \sqrt{2}}{4\,T} = \frac{740 \,.\, 6 \,.\, 55\sqrt{2}}{4 \,.\, 12 \,.\, 16 \,.\, 50000} = 0{,}09 \text{ Fuß} = 0{,}11 \text{ Zoll}$$

seiner mittleren Bewegung voreilt, oder nachbleibt. Diese störenden Bewegungen der Locomotive lassen sich durch zwei Gegengewichte von je 740 Pfund aufheben, welche im Abstande $r = 1$ Fuß von der Treibare, den entsprechenden Kurbelwarzen gegenüber, mit der Treibwelle fest zu verbinden sind.

Steht die Locomotive auf sechs Rädern, so können wir annehmen, daß jedes Rad ein Sechstel des ganzen Wagengewichtes, also $\frac{50000}{6} = 8333$ Pfund Druck auf die Schienenbahn überträgt. Dieser Druck wird aber durch die vertikalen Trägheitskräfte abwechselnd noch vergrößert und verkleinert. Liegt der Schwerpunkt einer Lenkstange um $l_1 = \frac{2}{3} l$, d. i. um drei Fünftel der ganzen Lenkstange vom Querhaupte der Kolbenstange ab, so haben wir die vertikalen Trägheitskräfte:

Digitized by Google

Gegengewichte.

$$S_1 = -\omega_2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] r \sin.\beta$$

$$= -\frac{400\ (120 + 0{,}36\ .\ 260)\ \sin.\beta}{31{,}25} = -2734\ \sin.\beta \text{ und}$$

$$S_2 = -\omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] r \cos.\beta = -2734\ \cos.\beta.$$

Diese Kräfte geben die Mittelkraft:

$$S = S_1 + S_2 = -2734\ (\sin.\beta + \cos.\beta),$$

und ein Kräftepaar mit dem Momente:

$$(S_1 - S_2)\frac{b}{2} = -2734\ .\ 3\ (\sin.\beta = \cos.\beta) = -8202\ (\sin.\beta - \cos.\beta),$$

welches den Druck auf ein Treibrad abwechselnd um

$$\frac{(S_1 - S_2)\,b}{2\,b_1} = \frac{8202\ (\sin.\beta - \cos.\beta)}{55/12} = 1790\ (\sin.\beta - \cos.\beta)$$

vergrößert oder verkleinert.

Hiernach folgt der beiden Kräften entsprechende Zuwachs des Druckes auf die Schienenbahn, für das eine Rad:

$$\frac{S}{2} + \frac{(S_1 - S_2)\,b}{2\,b_1} = 1367\ (\sin.\beta + \cos.\beta) + 1790\ (\sin.\beta - \cos.\beta),$$

und für das andere Rad:

$$\frac{S}{2} - \frac{(S_1 - S_2)\,b}{2\,b_1} = 1367\ (\sin.\beta + \cos.\beta) - 1790\ (\sin.\beta - \cos.\beta).$$

Die Grenzwerthe dieser Dreiecke sind:

$$\pm\sqrt{\frac{b_1^2 + b^2}{2}} \cdot \omega^2 \left[M_1 + M_2 \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right] \frac{r}{b_1} = \pm 3185 \text{ Pfund.}$$

Hiernach schwankt dann der Druck eines Treibrades auf die Schienenbahn zwischen den Grenzen:

$$8333 - 3185 = 5148 \text{ Pfund und}$$
$$8333 + 3185 = 11518 \text{ Pfund.}$$

Der letztere Grenzwerth wird durch die in §. 288 bestimmte Vertikalkraft $Z_1 + Z_2$, welche aus der Zerlegung der Treibkraft in die Geradführung hervorgeht, noch um ein Ansehnliches vergrößert.

Wenn man zur Ausgleichung der vertikalen Trägheitskräfte, den Kurbelwarzen gegenüber, im Abstande $r = 1$ Fuß von der Radare ein Gegengewicht von $120 + 0{,}36\ .\ 260 = 213{,}6$ Pfund anbringt, so werden nicht nur die letzten Störungen vollständig aufgehoben, sondern es werden auch die horizontalen Trägheitskräfte auf den

$$\frac{M + M_2\left[1 - \left(\frac{l_1}{l}\right)^2\right]}{M + M_1 + M_2} = \frac{360 + 166{,}4}{740} = 0{,}71\text{sten Theil}$$

zurückgeführt.

Fast denselben Zweck erreicht man auch, wenn man im Abstande $r_1 = 2\frac{1}{2}$ Fuß von der Radare, und zwar am innern Umfange der Treibräder, das Gegengewicht $\frac{213{,}6}{2{,}5} = 85{,}44$ Pfund anbringt.

Digitized by Google

§. 295. Die Kraft zur langſamen Bewegung eines Wagens oder eines ganzen Wagenzuges auf einer horizontalen Schienenbahn iſt genau ſo zu beurtheilen, wie die Kraft zum Fortziehen der Wagen auf Straßen. Sie iſt (ſ. §. 261) durch die Formel: Widerſtand auf Eiſenbahnen.

$$P = (1 + \nu)\left(\varphi\frac{\varrho}{r} + \frac{\psi}{r}\right)Q + \frac{\psi R}{r}$$

beſtimmt, in welcher Q die reine Laſt, $\nu Q = W$ das Gewicht der Wagen ohne Räder, R das Gewicht der Räder, ferner r den Halbmeſſer derſelben, ϱ den Axenhalbmeſſer, φ und ψ die Coefficienten der Axenreibung und der Walzenreibung bezeichnen. Inſofern findet aber zwiſchen beiden Wegen ein großer Unterſchied ſtatt, als bei den Fahrſtraßen die wälzende, und dagegen bei den Schienenbahnen die Zapfenreibung das hauptſächlichſte Bewegungshinderniß ausmacht. Der Coefficient der Axenreibung beträgt bei den Eiſenbahnwagen (ſ. I., §. 164) $\varphi = 0{,}050$, und der der wälzenden Reibung (ſ. I., §. 174) $\psi = 0{,}020$, wobei r in preuß. Zollen gegeben ſein muß. Nun iſt aber das bei den gewöhnlichen Eiſenbahnwagen im Mittel $2\varrho = 2\frac{5}{8}$, und $2r = 40$ Zoll; daher folgt dann hier im Mittel:

$$P = (1 + \nu)\left(0{,}05 \,.\, \frac{21}{320} + \frac{0{,}02}{20}\right)Q + \frac{0{,}02}{20}R$$
$$= 0{,}00428\,(1 + \nu)\,Q + 0{,}001\,R,$$

während die Kraft zum Fortziehen vierräderiger Wagen auf guten Schotterſtraßen (ſ. Tabelle §. 263, III.) mindeſtens

$$P = 0{,}05\,(1 + \nu)\,Q,$$

d. i. circa $12\frac{1}{2}$mal ſo groß iſt.

Dieſe Kraft wird beim ſchnellen Fahren noch durch den Widerſtand der Luft vergrößert, der, wie bekannt, mit dem Quadrate der Geſchwindigkeit c des Wagenzuges wächſt. Iſt F der größte Querſchnitt des Wagenzuges, γ die Dichtigkeit der Luft und ξ ein Widerſtandscoefficient, ſo läßt ſich, wie bekannt (ſ. Bd. I., §. 429 u. ſ. w.), der Widerſtand, welchen die Luft der Bewegung des Wagenzuges entgegenſetzt, durch

$$P_1 = \xi \,.\, F\gamma \,.\, \frac{c^2}{2g}$$

ausdrücken, und hierin der Widerſtandscoefficient $\xi = 1{,}33$ annehmen.

Giebt man c in Fuß und F in Quadratfuß, und nimmt man das Gewicht eines Cubikfußes Luft $\gamma = \frac{66}{800}$ Pfund an, ſo hat man:

$$P_1 = 1{,}33 \,.\, 0{,}016 \,.\, \frac{66}{800}\,Fc^2 = 0{,}0017556\,Fc^2 \text{ Pfund}$$

Digitized by Google

Widerſtand auf Eiſenbahnen.

Nach Pambour iſt:

$$P_1 = 0{,}005064\ F c^2 \text{ Kilogramm},$$

wenn F in Quadratmetern und c in Kilometern pr. Stunde gegeben wird.

Nun beträgt aber:

ein Meter . . . = 3,1862 preuß. Fuß,
ein Quadratmeter . . = 10,15187 preuß. Quadratfuß,
ein Kilometer ſtündlich . $= \frac{1000}{3600}$ Meter pr. Sec., und
ein Kilogramm . . . = 2,13807 preuß. Pfund;

daher folgt denn für das preuß. Maaß:

$$P_1 = 0{,}005064\ \frac{F}{10{,}15187} \cdot \left(\frac{3600\,c}{1000\ .\ 3{,}1862}\right)^2 \cdot 2{,}13807$$
$$= 0{,}001362\ F c^2 \text{ Pfund}.$$

Uebrigens rechnet Pambour für eine Locomotive mit Tender und mit einem Wagen $F = 70$ Quadratfuß engl. = 66 Quadratfuß preuß. und für jeden folgenden Wagen noch 10 Quadratfuß engl. = 9,4 Quadratfuß preuß. zu.

Es iſt leicht zu ermeſſen, daß nicht allein der Widerſtand der Luft, ſondern auch noch die Widerſtände, welche aus den Vibrationen und Stößen der Wagen auf der Bahn hervorgehen, mit dem Quadrate der Geſchwindigkeit des Trains wachſen, und daß man daher genauer

$$P_1 = (\alpha Q + 0{,}001362\ F)\ c^2,$$

wo α eine dieſen Vibrationen und Stößen entſprechende Erfahrungszahl bedeutet, zu ſetzen hat.

Der Engländer M. Scott-Ruſell nimmt an, daß der letzte Widerſtand nur mit c wachſe, und hiernach findet M. W. Harding folgende auf mehrere neuere engliſche Verſuche baſirte empiriſche Formel für den Geſammtwiderſtand eines Wagenzuges auf einer ſöhligen und geraden Bahnſtrecke:

$$P + P_1 = \left(6 + \frac{c}{3}\right) Q_1 + 0{,}0025\ F c^2 \text{ Pfund engl.},$$

und es bedeutet hierin $Q_1 = (1 + \nu)\,Q$ das ganze Gewicht des Trains in Tonnen, F den Inhalt des größten Querſchnitts deſſelben in Quadratfuß, und c die Geſchwindigkeit in engl. Meilen pr. Stunde.

Drücken wir Q_1 in Pfund in c in Fuß pr. Sec. aus, ſo erhalten wir:

$$P + P_1 = \left(6 + {}^1/_3 \cdot \frac{3600\,c}{5280}\right) \frac{Q_1}{2240} + 0{,}0025\,F \left(\frac{3600\,c}{5280}\right)^2$$
$$= (0{,}002679 + 0{,}0001015\,c)\,Q_1 + 0{,}001198\,F c^2 \text{ Pfund},$$

und für preuß. Maaß:

$$P + P_1 = (0{,}002679 + 0{,}0001045\,c)\,Q_1 + 0{,}001307\,F c \text{ Pfund}.$$

Digitized by Google

Widerſtand auf Eiſenbahnen.

Dieſe Formel gilt ſtreng genommen nur für Perſonenzüge und giebt auch bei kleinen Geſchwindigkeiten zu große Werthe, welches ſeinen Grund beſonders darin haben mag, daß in denſelben der Widerſtand durch die Vibrationen und Stöße dem einfachen c und nicht c^2 proportional wachſend angenommen wird. Nehmen wir an, daß das Glied $0{,}0001045\, cQ_1$ bei $c = 60$ Fuß ein richtiges Reſultat liefere, und erſetzen wir daſſelbe durch ein Glied $\psi c^2 Q$, ſo erhalten wir folgende Gleichung:

$\psi c^2 = 0{,}0001045\, c$, und daher:

$$\psi = \frac{0{,}0001045}{c} = \frac{0{,}0001045}{60} = 0{,}000001741, \text{ folglich:}$$

$$P + P_1 = (0{,}002679 + 0{,}000001741\, c^2)\, Q_1 + 0{,}001307\, Fc^2 \text{ Pfund.}$$

§. 296. Durch den Wind kann der Widerſtand des Wagenzuges einer Locomotive entweder noch vergrößert oder auch verkleinert werden. Bewegt ſich der Wind mit der Geſchwindigkeit v in der Richtung des Zuges, ſo iſt die relative Geſchwindigkeit des Zuges in Hinſicht auf die Luft nur $c - v$, und bewegt er ſich mit dieſer Geſchwindigkeit dem Wagenzug direct entgegen, ſo iſt die relative Geſchwindigkeit des letzteren $c + v$. Wenn daher $0{,}001307\, Fc^2$ den Widerſtand in ruhiger Luft ausdrückt, ſo hat man denſelben

$$P_1 = 0{,}001307\, F\,(c \mp v)^2$$

in der nach der einen oder der anderen Richtung bewegten Luft.

Strömt der Wind ſchief gegen die Bewegungsrichtung des Zuges, und weicht deſſen Richtung von der des letzteren um den Winkel δ ab, ſo haben wir den Componenten der Windgeſchwindigkeit in der Richtung des Zuges $v\ cos.\ \delta$, und daher:

$$P_1 = 0{,}001307\, F\,(c \mp v\ cos.\ \delta)^2$$

zu ſetzen.

Aus den Componenten $v\ sin.\ \delta$ rechtwinkelig gegen die Bahn geht ein Seitenſtoß hervor, durch welchen der Wagenzug ſeitwärts an den einen Schienenſtrang angedrückt und die Reibung der Räder auf dieſem Strange vergrößert wird. Dieſe Kraft iſt dem Längendurchſchnitt F_1 des Wagenzuges proportional, und läßt ſich daher

$$S = 0{,}001307\, F_1\,(c\ sin.\ \delta)^2$$

ſetzen.

Uebrigens wirkt ſie wie die Centrifugalkraft beim Durchfahren einer Curve (vergl. §. 268), ſie ſchiebt die Wagen ſo weit von ihrer mittleren Bahn ab, bis ſich in Folge der Conicität der Radreifen die Räder auf der einen Seite um eine Höhe $\frac{\delta}{2}$ gehoben, und die auf der anderen Seite um eine Tiefe $\frac{\delta}{2}$ geſenkt haben, folglich jene mit dem Durchmeſſer $d + \delta$

Digitized by Google

Widerſtand auf Eiſenbahnen.

und dieſe mit dem Durchmeſſer $d - \delta$ fortrollen. Es iſt hier $\frac{S}{Q_1} = \frac{\delta}{b}$, und daher:

$$\delta = \frac{S}{Q_1} b = 0{,}001307 \frac{F_1 b}{Q_1} (c \sin. \delta)^2,$$

wenn b wieder die Geleisweite bezeichnet.

Die gleitende Reibung, welche nun aus dem Fortrollen der Wagen mit verſchiedenen Umfängen erwächſt, iſt, da dann die Räder auf der einen Seite bei jeder Umdrehung der mittleren Bewegung πd um $\pi \delta$ vor- und die auf der anderen Seite um $\pi \delta$ nachgehen müſſen:

$$P_1 = \frac{\delta}{d} \varphi Q_1 = 0{,}001307 \varphi \frac{F_1 b}{d} (c \sin. \delta)^2.$$

Bei heftigem Winde werden die Räder auf der äußeren Seite mit ihren Spurkränzen gegen die Schienenbahn gedrückt, und dann fällt natürlich P_1 noch größer aus.

Bei einer unter dem Winkel α aufſteigenden Bahn kommt zu dem Widerſtande $P + P_1$ noch das relative Gewicht

$$P_2 = Q_1 \sin. \alpha = (1 + v) Q \sin. \alpha$$

des Wagenzuges hinzu, wogegen beim Befahren einer fallenden Bahnſtrecke die Kraft

$$P_2 = Q_1 \sin. \alpha = (1 + v) Q \sin. \alpha$$

gewonnen wird und folglich die nöthige Zugkraft um ſo viel kleiner ausfällt. Iſt dann $P_2 > P + P_1$, ſo muß natürlich der Wagenzug gebremſt werden, damit er ſich nicht beſchleunigt bewege.

Der Widerſtand eines Wagenzuges wird beim Durchlaufen einer Curve durch hinzutretende gleitende Reibungen noch beſonders erhöht. Während ein Wagen $DEFG$, Fig. 597, in einer Curve AOB einen kleinen Weg BN durchläuft, gleitet er zugleich um einen kleinen Weg NO radial auswärts. Iſt CM ein Perpendikel von dem Mittelpunkte C der Curve auf die Längenaxe AB des Wagens, ſo haben wir in OBN und CBM zwei ähnliche Dreiecke, für welche die Proportion:

$$\frac{NO}{BO} = \frac{BM}{CB}$$

gilt.

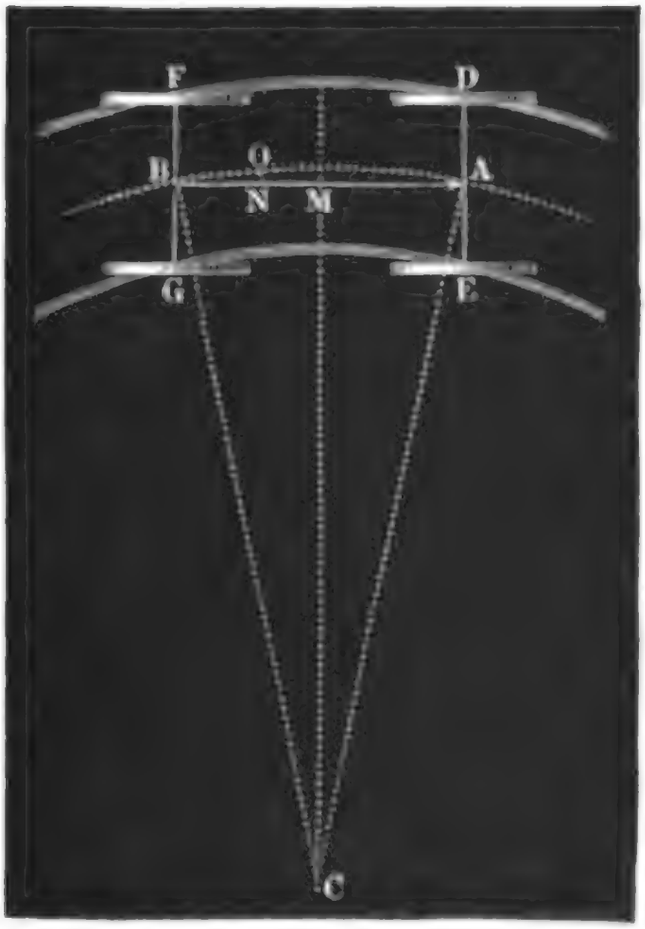
Bezeichnen wir den Curvenhalbmeſſer CB durch r, die Entfernung AB der Radaxen DE und FG von einander durch e, und den Weg BO durch s, ſo haben wir daher:

$$NO = \frac{es}{2r}.$$

Widerſtand auf Eiſenbahnen.

Iſt nun noch Q_1 die Belaſtung des Wagens, und φ der Coefficient der gleitenden Reibung ſeiner Räder auf der Bahn, ſo folgt die dem radialen Ausgleiten der Räder entſprechende mechaniſche Arbeit:

Fig. 597.



$$\varphi Q_1 \,.\, \overline{BO} = \varphi \frac{es}{2r} Q_1,$$

und daher die Vergrößerung der Zugkraft in Folge dieſer Reibung:

$$P_3 = \varphi Q_1 \frac{\overline{NO}}{\overline{BO}} = \varphi \frac{e}{2r} Q_1 \,..$$

Hat der Wagen drei Paar Räder, ſo iſt für e der Abſtand der äußerſten Radaxen von einander einzuſetzen. Es wächſt alſo dieſer Reibungswiderſtand direct wie die Entfernung der Radaxen und umgekehrt wie der Curvenhalbmeſſer. Uebrigens wird dieſe Reibung nach Befinden noch durch die aus §. 268 bekannte gleitende Reibung vergrößert, welche aus der Verſchiedenheit zwiſchen dem gleichzeitigen Wegen der äußeren und dem der inneren Räder hervorgeht.

Bei dieſer radialen Verſchiebung der Wagenräder legen ſich die Spurkränze der inneren Räder an die Schienenbahn an, und es entſteht dadurch eine Seitenreibung $\varphi \,.\, \varphi Q_1$, deren Weg bei jeder Umdrehung eines Rades die Differenz zwiſchen dem Umfange πd_1 des Kreiſes, in welchem der Spurkranz die Schienenbahn berührt, und dem Umfange πd, in welchem das Rad auf der Schienenbahn fortrollt, iſt, weshalb auch die Vergrößerung der Zugkraft in Folge dieſer Reibung

$$P_4 = \varphi^2 \left(\frac{d_1 - d}{d}\right) Q_1 \quad \text{iſt.}$$

Um endlich noch die zum Fortziehen des Trains nöthige Kraft des Dampfwagens zu finden, iſt der geſammte Widerſtand $P + P_1 + P_2 + P_3 + P_4$ des ganzen Wagenzuges ſammt Locomotive und Tender wegen der Kolbenreibung und wegen der Kraft zur Bewegung der Mechanismen des Dampfwagens noch um 25 Procent zu vergrößern.

Digitized by Google

Widerstand auf Eisenbahnen.

Beispiel. Ein Dampfwagen wiege 25 Tonnen, sein Tender, vollständig belastet, 15 Tonnen, und der angehängte Wagenzug, bestehend aus 10 Wagen, jeder zu 6 Tonnen Gewicht, $6 . 10 = 60$ Tonnen; man soll die Kraft dieses Wagens bei 50 Fuß Fahrgeschwindigkeit ermitteln.

Die ganze Last ist hier $Q_1 = (1 + \nu)\, Q = 25 + 15 + 60 = 100$ Tonnen, oder eine Tonne zu 2172 Pfund angenommen, $= 217200$ Pfund. Nimmt man nach Pambour den Querschnitt des Wägenzuges $= 66$ Quadratfuß an und rechnet man hierzu wegen der Zwischenräume zwischen den Wagen noch $10 . 9{,}4 = 94$ Quadratfuß, also im Ganzen $F = 66 + 94 = 160$ Quadratfuß, so erhält man den Widerstand des Wagenzuges beim Befahren einer geraden föhligen Bahnstrecke, nach Harding's Formel:

$$P + P_1 = (0{,}0002679 + 0{,}0001045 . 50) . 217200 + 0{,}001307 . 160 . (50)^2$$
$$= (0{,}0002679 + 0{,}005225) . 217200 + 0{,}001307 . 400000$$
$$= 1717 + 523 = 2240 \text{ Pfund},$$

und dagegen nach der zweiten Formel, welche voraussetzt, daß der Widerstand durch die Stöße und Vibrationen der Mechanismen nach dem Quadrate der Fahrgeschwindigkeit c wachse:

$$P + P_1 = (0{.}0002679 + 0{,}000001741 . 2500) . 217200 + 523$$
$$= (0{,}007031 . 217200 + 523 = 2050 \text{ Pfund}.$$

Käme in der Bahnlinie noch Ansteigen von $1/100$ vor, so würde die Kraft beim Aufwärtsfahren um

$$P_2 = 217200 . 0{,}01 = 2172 \text{ Pfund}$$

gesteigert werden, also auf

$$P + P_1 + P_2 = 2050 + 2172 = 4222 \text{ Pfund}$$

anwachsen, und dagegen beim Abwärtsfahren um 2172 Pfund kleiner, also im Ganzen $2050 = 2172 = -122$ Pfund ausfallen, und deshalb das Anziehen der Bremsen nöthig sein.

Trägt die Treibare 0,4 des Locomotivengewichtes, d. i. $0{,}4 . 25 = 10$ Tonnen $= 21720$ Pfund, und wird der kleinste Werth des Reibungscoefficienten zwischen den Treibrädern und der Bahn zu 0,1 angenommen, so hat man folglich die größtmögliche Zugkraft der Locomotive bei ungekuppelten Rädern nur $0{,}1 . 21720 = 2172$ Pfund. Wenn nun auch von den 4222 Pfund Widerstand circa ein Viertel auf die Locomotive selbst kommt, also für den Wagenzug ungefähr nur 3222 Pfund übrig bleiben, so ist doch die Locomotive nicht im Stande, den Train bei $1/100$ Ansteigen mit sich fortzunehmen, und folglich das Kuppeln der Räder, wobei die Zugkraft auf $0{,}1 . 21720 . 25 = 5430$ Pfund gesteigert werden kann, nothwendig.

Rechnen wir noch 25 Procent auf die Kraft zur Ueberwindung der Kolbenreibung und Bewegung der Mechanismen u. s. w., so erhalten wir die nöthige Dampfkraft:

$$5/4\ (P + P_1 + P_2) = 5/4 . 4222 = 5278 \text{ Pfund},$$

und ist noch das Verhältniß der Kurbelarmlänge r zum Halbmesser a der Treibräder: $\frac{r}{a} = 0{,}4$, so hat man die erforderliche Kraft eines Dampfkolbens:

$$R = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{a}{r} \cdot \frac{5}{4}\,(P + P_1 + P_2) = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{5}{2} \cdot 5278 = \frac{\pi}{4} \cdot 13195$$
$$= 10363 \text{ Pfund (s. §. 289)},$$

und ist der Dampfdruck pr. Quadratzoll, $p = 60$ Pfund, so folgt die nöthige Kolbenfläche:

$$F = \frac{R}{p} = \frac{10363}{60} = 172{,}7 \text{ Quadratzoll},$$

und endlich der Kolbendurchmesser:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 15 \text{ Zoll}.$$

Durch Curven in der Bahnlinie wird natürlich die erfordrliche Dampfkraft ebenfalls vergrößert. Bei einem Curvenhalbmesser $r = 2000$ Fuß, und der Geschwindigkeit $v = 50$ Fuß, wäre die Centrifugalkraft des Wagenzuges:

$$K = \frac{v^2}{g\,r}\,Q_1 = 0{,}032 \,.\, \frac{(50)^2}{2000}\,Q_1 = 0{,}04\;Q_1,$$

also 4 Procent der Wagenlast, und folglich die Mittelkraft aus K und Q_1:

$$= \sqrt{1 + (0{,}04)^2}\;Q_1 = \sqrt{1{,}0016}\;Q_1 = 1{,}0008\;Q_1,$$

d. i. so wenig über Q_1, daß man von dieser Vergrößerung des Drucks der Räder auf die Bahn ganz absehen kann. Setzen wir die Geleisweite in runder Zahl, $b = 4{,}5$ Fuß, und den mittleren Raddurchmesser $d = 3{,}5$ Fuß, so erhalten wir die Größe, um welche in Folge der Conicität der Räder die Durchmesser der mit der Schienenbahn in Berührung kommenden Radumfänge beim Eintritt in die Curve sich verändern:

$$\delta = \frac{b\,d}{2\,r} = \frac{4{,}5 \,.\, 3{,}5}{4000} = 0{,}00383 \text{ Fuß} = 0{,}55 \text{ Linien},$$

und die Erhebung des äußeren Schienenstranges über den inneren:

$$h_1 = \frac{c^2\,b}{g\,r} - \delta = 0{,}04 \,.\, 4{,}5 - 0{,}00383 = 0{,}1762 \text{ Fuß} = 2{,}11 \text{ Zoll (s. §. 268)}.$$

Rechnen wir im Durchschnitt die Entfernung der äußersten Aren eines Wagens von einander: $e = 14$ Fuß an, und setzen wir den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen den Rädern und Schienen, $\varphi_1 = 0{,}2$, so erhalten wir die Vergrößerung der Zugkraft in Folge der gleitenden Reibung in der Curve:

$$P_3 = \varphi\,\frac{e}{2\,r}\,Q_1 = 0{,}2 \,.\, \frac{14}{4000} \,.\, 217200 = 152 \text{ Pfund}.$$

Nehmen wir endlich an, daß bei dem Durchfahren der Curve der innere Spurkranz die Schienenbahn in einem Kreise berühre, dessen Durchmesser d_1 um $1\frac{1}{2}$ Zoll größer ist als der Durchmesser d des Kreises, mit welchem die Räder auf der Bahn fortrollen, so erhalten wir noch die Reibung an den Spurkränzen im Ganzen:

$$P_4 = \varphi^2 \left(\frac{d_1 - d}{d}\right) Q_1 = (0{,}2)^2\,\frac{^3/_2}{12 \,.\, 3{,}5} \,.\, 217200 = 310 \text{ Pfund}.$$

Nun erhalten wir die Gesammtkraft beim Bergauffahren:
$\Sigma\,(P) = P + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 = 4222 + 152 + 310 = 4684$ Pfund,
und mit Berücksichtigung der Kolbenreibung und der nöthigen Kraft zur Bewegung der Mechanismen:

$$^3/_4\;\Sigma\,(P) = {}^3/_4 \,.\, 4684 = 5855 \text{ Pfund}.$$

Digitized by Google

Widerſtand auf Eiſenbahnen.

Die entſprechende Dampfkraft iſt:

$$R = \frac{\pi}{4} \cdot \frac{5}{2} \cdot 5855 = 11496 \text{ Pfund},$$

hiernach die Größe einer Kolbenfläche:

$$F = \frac{11496}{60} = 191{,}6 \text{ Quadratzoll}$$

und endlich der Durchmeſſer eines Kolbens:

$$d = 15{,}6 \text{ Zoll}.$$

Anmerkung. Ueber Eiſenbahntransport und Dampfwagen iſt die Literatur zu ausgedehnt, als daß ſie hier vollſtändig mitgetheilt werden könnte; daher ſollen im Folgenden nur die wichtigſten Schriften, und vorzüglich die wiſſenſchaftlichen Abhandlungen genannt werden. Guide de mécanicien constructeur et conducteur des machines locomotives par M. M. Lechatelier, Flachat, Petiet et Polonceau, Paris 1851. Etudes sur la stabilité des machines locomotives, par Lechatelier, Paris 1849. Théorie de la stabilité des machines locomotives en mouvement, par Yvon Villarceau, 1852. In den Annales des Mines. Cinquième Serie, Tome III., 1853. Note sur la stabilité des machines locomotives, par Resal, und des contre-poids appliqués aux roues motrices des machines locomotives, par Couche. Eine Ueberſetzung im Auszug vom Herrn Tellkampf iſt im Notiz-Blatt des Architekten- und Ingenieurvereins in Hannover enthalten. Ferner hat der Verfaſſer dieſen Gegenſtand behandelt in einem Aufſatze: Die Mechanik des Dampfwagens, enthalten im Civil-Ingenieur, von Dr. Zeuner ꝛc. Band 2. In dem erſten Bande der letzten Zeitſchrift iſt auch eine Ueberſetzuug von einer Abhandlung von Philipps über die Theorie der Stephenſon'ſchen Couliſſe, ebenfalls aus den Annales des Mines, Band 3, zu finden. Der vierte Band dieſer Annales (1853) enthält auch eine Abhandlung über das Arnour'ſche articulirte Arenſyſtem der Eiſenbahnwagen. Ferner iſt zu empfehlen: Abbildung und Beſchreibung der Locomotivmaſchinen, von E. Heussinger von Waldegge. Wiesbaden 1851—1854, ſowie auch deſſen Organ für die Fortſchritte des Eiſenbahnweſens ꝛc., bis jetzt 9 Bände. Pambour's theoretiſch-praktiſches Handbuch über Dampfwagen, Braunſchweig 1841, iſt ſchon jetzt größtentheils veraltet. Das Original iſt 1840 in Paris unter dem Titel: »Traité théorique et pratique des machines locomotives« erſchienen. In hiſtoriſcher Hinſicht iſt auch zu empfehlen: The steam engine, steam-navigation, roads and railways by D. Lardner, Eighth. edit. London 1851.

Schifffahrtscanäle.

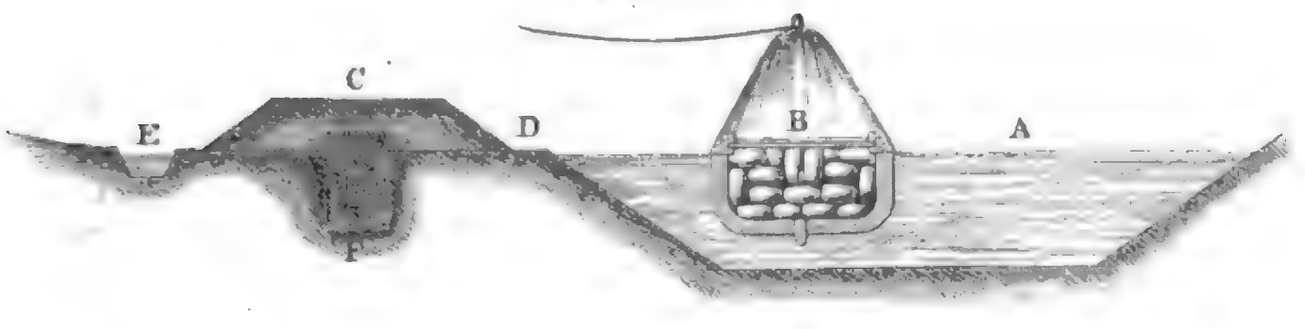
§. 297 Die Förderung zu Waſſer (franz. le transport par eau; engl. the transport by water) erfolgt entweder in Canälen, oder in Flüſſen, oder auf Seen, oder auf dem Meere. Die ſogenannten Schifffahrtscanäle (franz. canaux navigables; engl. canals of navigation), in welchen die Förderung zu Waſſer erfolgt, ſind entweder Seitencanäle oder Verbindungscanäle. Im erſteren Falle erſetzen ſie nur eine unſchiffbare Flußſtrecke, im zweiten Falle hingegen dienen ſie zur Verbindung zweier ſchiffbaren Flüſſe und überſchreiten daher auch eine ſogenannte Waſſerſcheide (franz. point de partage; engl. summit level).

Digitized by Google

Die Canalſchifffahrt unterſcheidet ſich von der Flußſchifffahrt weſentlich dadurch, daß jene in ſtehendem, dieſe aber in fließendem Waſſer erfolgt. Damit das Waſſer eines Schifffahrtscanales keine, oder wenigſtens nur eine höchſt unbedeutende Strömung annehme, iſt es nöthig, dieſe Canäle möglichſt ſöhlig zu führen, oder ſie wenigſtens aus ſöhligen Abtheilungen beſtehen zu laſſen, welche mittels ſogenannter Schleuſen (franz. écluses; engl. locks) mit einander in Verbindung zu ſetzen ſind. Schifffahrts-canäle

Der Querſchnitt eines ſolchen Canales richtet ſich nach der Größe der in demſelben fortzuziehenden Schiffe Damit zwei ſich begegnende Schiffe einander nicht hindern, muß die Breite des Schifffahrtscanales mindeſtens doppelt ſo groß ſein als die eines Schiffes, auch iſt es nöthig, daß zwiſchen dem Schiffe und dem Boden des Canales noch ein Raum von mindeſtens einem Fuß Höhe übrig bleibe. Uebrigens wächſt der Widerſtand des Schiffes, wenn das Verhältniß zwiſchen dem Querprofile des eingetauchten Schifftheiles und dem des Canales abnimmt, und deshalb iſt es rathſam, das letztere Querprofil mindeſtens vier Mal ſo groß als das erſtere zu machen. Die Seiten des Canales erhalten in der Regel eine Böſchung von 1,5 oder 33°, 42′. Auf dem einen der beiden Dämme, welche den Canal begrenzen, befindet ſich der Ziehweg oder ſogenannte Leinpfad (franz. chemin de halage; engl. tow-path), auf welchem die Pferde laufen, während ſie das Boot mittels eines Taues fortziehen. Die Breite dieſes Leinpfades ſoll mindeſtens 10 Fuß betragen und die Höhe deſſelben über dem Waſſerſpiegel $1\frac{1}{2}$ bis 3 Fuß. Mittlere Schifffahrtscanäle ſind oben 30 bis 50 Fuß, unten 20 bis 35 Fuß breit und haben eine Tiefe von $4\frac{1}{2}$ bis 6 Fuß. Der Caledonian-Canal in Schottland, welcher den Atlantiſchen Ocean mit der Nordſee verbindet und vorzüglich mit Dampfſchiffen befahren wird, jedoch auch Fregatten zweiter Claſſe den Durchgang geſtattet, hat oben eine Breite von circa 110 Fuß, unten eine ſolche von 50, und eine Tiefe von 20 Fuß. Er enthält 22 Schleuſen, wodurch die Schiffe gegen 90 Fuß hoch gehoben und niedergelaſſen werden können, und iſt im Ganzen $36\frac{3}{4}$ engl. Meilen lang (ſ. von Gerſtner's Mechanik Bd. II.). In Fig. 598 iſt das Querprofil eines Schiff-

Fig. 598.

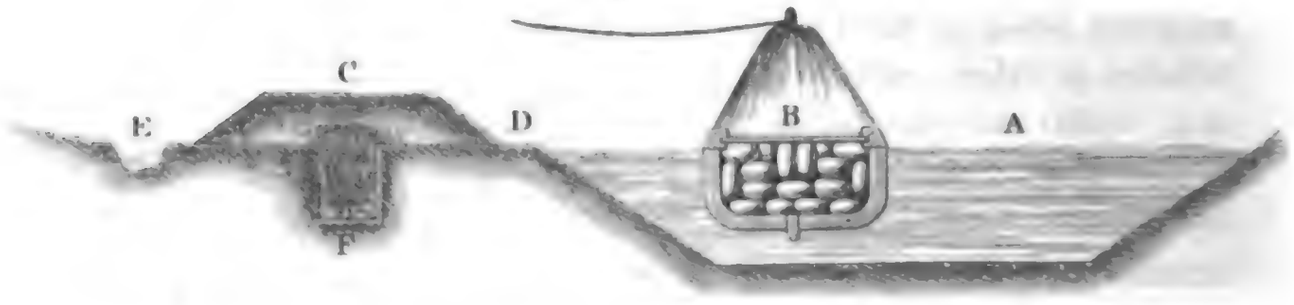


Digitized by Google

Schifffahrts-canale.

fahrtscanales abgebildet. Es iſt *A* der Waſſerweg, *B* der Querſchnitt des Schiffes, *C* der Leinpfad, *D* die ſogenannte Berme, *E* ein Seiten-

Fig. 599.



graben und *F* eine Füllung von Thon und Sand, wodurch das Durchſickern des Waſſers verhindert werden ſoll.

Speiſung der Canale.

§. 298. Die Speiſung (franz. alimentation; engl. feeding) der Seitencanäle erfolgt theils durch den Fluß ſelbſt, an welchem der Canal hinläuft, theils durch Seitenbäche, welche dem Fluſſe zuſtrömen. Was dagegen die Speiſung der Verbindungscanäle anlangt, ſo ſind hierzu beſondere Speiſebaſſins und Speiſegräben nothwendig. Die Speiſebaſſins (franz. reservoirs; engl. feeders) ſind gewöhnliche Teiche (ſ. II., §. 97 u. ſ. w.), in welchen Quell-, Thau-, Regen- und Fluthwaſſer angeſammelt wird, um damit nicht nur das Füllen und Schleuſen der Canäle bewirken, ſondern auch den Verluſt durch Verdunſten, Durchſickern und unvollkommenes Verſchließen der Schleuſenthore erſetzen zu können. Die Speiſegräben (franz. rigoles; engl. feeding-trenches) ſind Gräben, welche das Waſſer aus Bächen, Flüſſen und Teichen dem Canale zuführen. Während die Speiſebaſſins vorzüglich dazu dienen, die höher gelegenen Canalſtrecken mit Waſſer zu verſorgen, bezwecken die Speiſegräben mehr das Speiſen der tiefer liegenden Canalſtrecken.

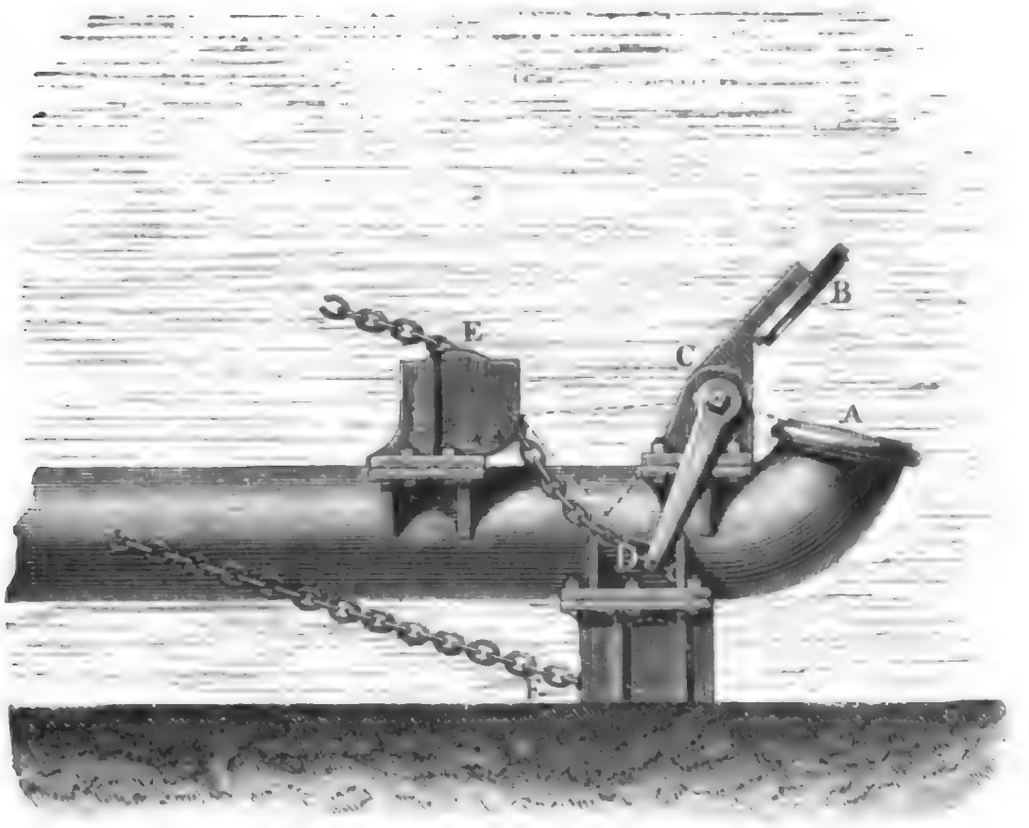
Bei der Auswahl der Canallinie muß man darauf ſehen, daß der Canal die Waſſerſcheide an der tiefſten Stelle in einem ſogenannten Gebirgsſattel überſchreite. Damit nicht nur die Anzahl der nöthigen Schleuſen möglichſt beſchränkt werde, ſondern auch das Sammelrevier des nöthigen Speiſebaſſins möglichſt groß ausfalle, macht man wohl auch bei Anlegung der oberſten Canal- oder ſogenannten Scheitelſtrecke einen tiefen Gebirgseinſchnitt, oder eine Röſchen- (Stolln- oder Tunnel-) Anlage. Im äußerſten Falle, wenn beim Uebergange über eine Waſſerſcheide dem Canale keine ausdauernd hinreichende Waſſermenge zugeführt werden kann, iſt es wohl nöthig, mittels einer beſonderen Waſſer-

Digitized by Google

hebungsmaſchine Speiſewaſſer herbeizuſchaffen, oder die Schiffe mittels beſonderer Aufzüge oder Rampen (ſ. §. 270) über den Gebirgsrücken zu transportiren. Speiſung der Canale.

Die Dämme der Speiſereſervoirs (Teiche) werden entweder aus Steinen oder aus geſtampfter Erde gebildet (vergl. II., §. 98). Zu den Erddämmen verwendet man am beſten ein Gemenge von Sand und Thon, auch bringt man wohl noch im Innern des Dammes, um ihn gegen die Filtration des Waſſers zu ſichern, eine Thonwand (engl. puddle) an, und ebenſo ſchützt man die innere Dammfläche gegen den Wellenſchlag noch durch ein Steinpflaſter. Die Dammkrone erhält gewöhnlich eine Breite von 18 Fuß, und den Dammflächen giebt man auf jeden Fuß Höhe $1\frac{1}{2}$ bis 2 Fuß Böſchung. Das Ableiten des Waſſers aus den Speiſeteichen erfolgt am beſten durch mehrere Abflußcanäle (Teichgerinne) über einander, wovon jedoch nur immer derjenige benutzt wird, der zunächſt unter dem Waſſerſpiegel liegt. Gewöhnlich führt man die Teichgerinne ſöhlig durch den Teichdamm; wenn aber das Reſervoir nicht ſehr tief iſt, ſo kann man ſie auch heberförmig über den Damm weglegen. Immer ſind die gußeiſernen Teichgerinne den ſteinernen vorzuziehen. Der Abfluß des Waſſers durch dieſelben wird durch Hähne, Schieber, Ventile, Klappen u. ſ. w. regulirt (vergl. II., §. 100). Eine derartige Klappe an der Einmündung der Röhre, durch welche das Waſſer aus dem Teiche abgeführt wird, iſt Fig. 600 abgebildet. Die Röhrenmündung *A* iſt

Fig. 600.

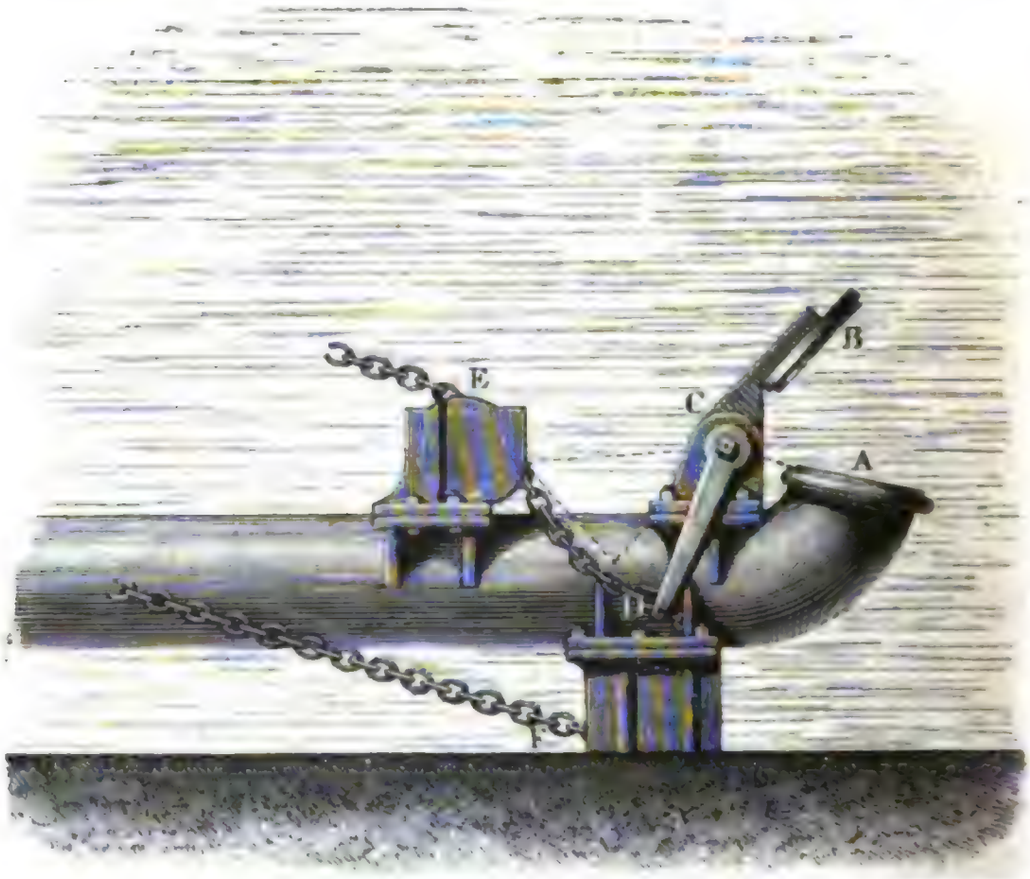


Digitized by Google

Speiſung der Canäle.

iſt etwas nach oben gerichtet und auf ihrer Stirnfläche genau abgeſchliffen; die Klappe wird durch eine Scheibe *B* gebildet, welche mittels ſtarker

Fig. 601.



Arme *C D* um ihre horizontale Axe *C* gedreht werden kann. Dieſes Drehen erfolgt durch Ketten *E D F*, welche um Rollen *E* und *F* liegen und mittels eines Vorgelegehaspels, wie Fig. 442, welcher auf der Dammkrone ſteht, ſowohl nach der einen als nach der anderen Richtung angezogen werden können.

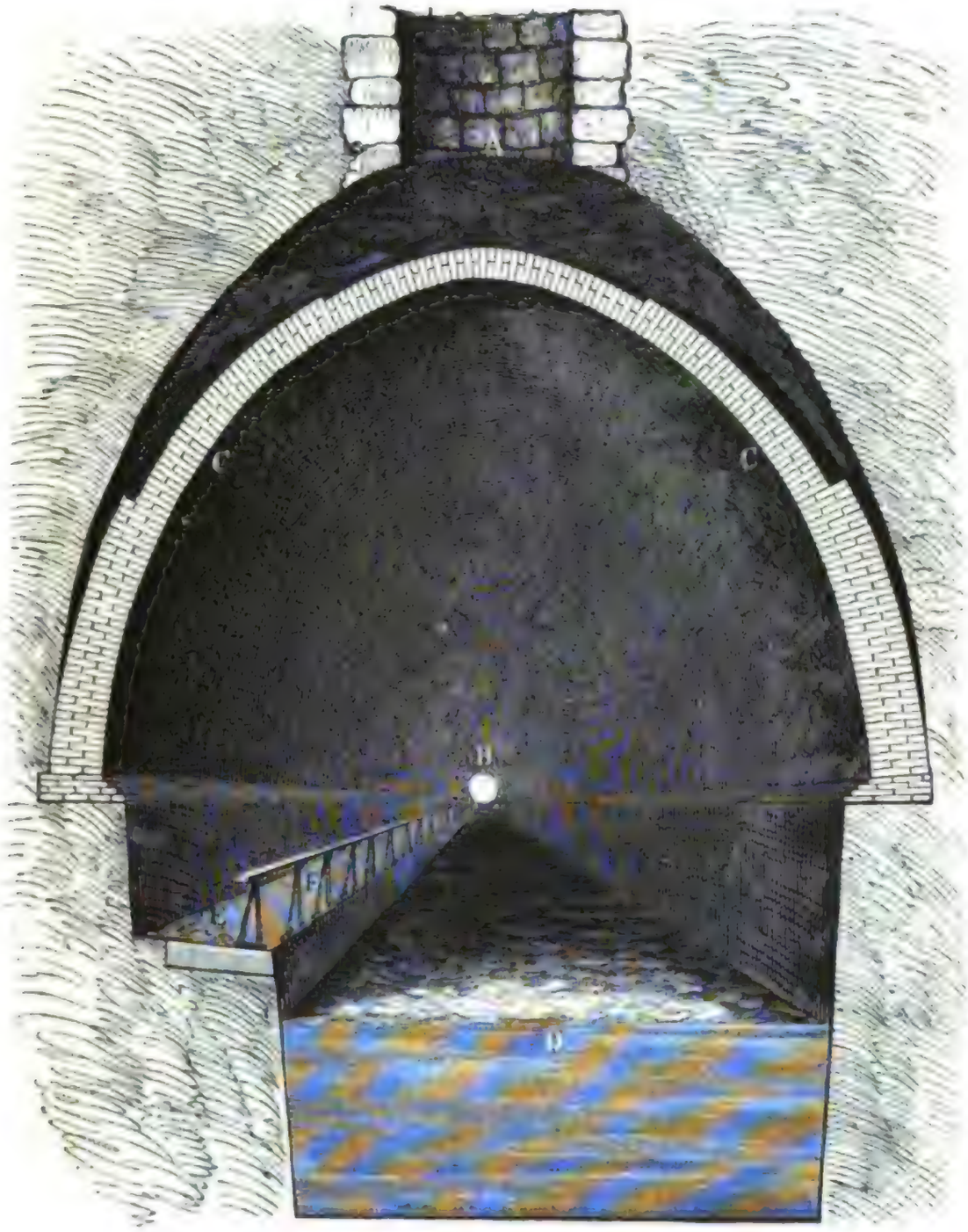
Zum Ablaſſen des überflüſſigen Waſſers ſowohl aus den Speiſeteichen als auch aus den Schifffahrtscanälen ſelbſt dienen breite ſteinerne Fluthgerinne oder ſogenannte Leerläufe (franz. deversoirs; engl. waste-wiers) mit Ueberfällen. Dieſelben ſind bei ſtarken Regengüſſen oder Thauwetter zu eröffnen, um das Ueberfließen des Waſſers über die Teich- oder Canaldämme zu verhindern.

Anmerkung. Eine der größten unterirdiſchen oder eingeröſchten Canalſtrecken kommt bei dem Canale vor, welcher die Themſe bei Gravesend mit dem Medway verbindet. Der ganze Canal iſt nur 7 engl. Meilen, der Tunnel oder die eingeröſchte Strecke deſſelben aber allein 4¾ engl. Meilen lang. Der Angriff dieſes Tunnels iſt zu gleicher Zeit von den beiden Mundlöchern (entrances) und von neun Lichtlöchern (shafts), wovon das tiefſte 191 engl. Fuß Tiefe hatte, aus erfolgt. Das Querprofil dieſes Tunnels, geführt durch ein Lichtloch *A*, welches von dem bei *B* ſichtbaren Mundloche eine Meile abſteht, zeigt Fig. 602. Da der Kalkſtein, durch welchen dieſe Röſche geht, nicht hinreichende Feſtigkeit beſitzt, ſo wurde dieſelbe mit einem Ziegelgewölbe *C C* ausgemauert. In der

Digitized by Google

Figur ſieht man noch in *D* das Canalbette, und in *E* den mit einer Barriere *F* verſehenen Leinpfad. Die Höhe des ganzen Tunnels beträgt 35 Fuß (engl.), und Speiſung der Canale.

Fig. 602.



die Weite deſſelben 30 Fuß; das eigentliche Canalbett iſt dagegen nur 8 Fuß tief, oben 21,6, und unten 20 Fuß weit.

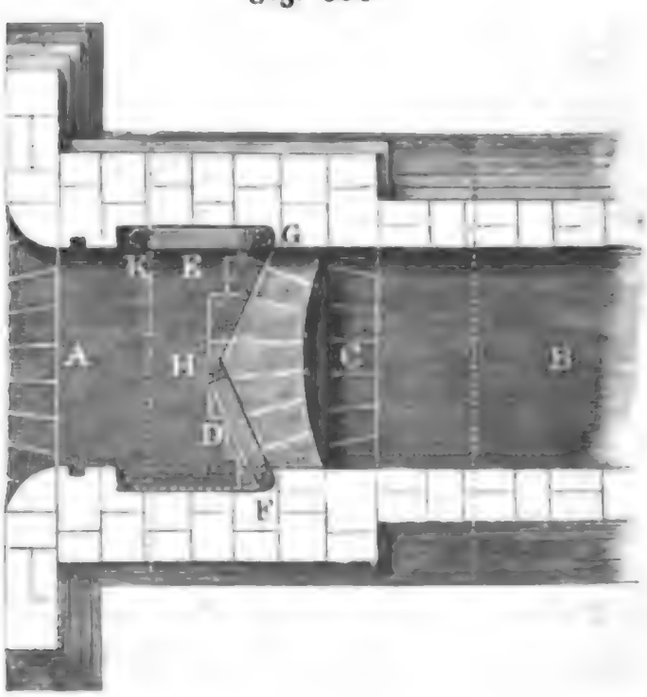
§. 299. Je zwei zunächſt über einander liegende Canalſtrecken oder ſogenannte Haltungen ſind meiſt nur durch eine einfache Schleuſe oder ſogenannte Kammerſchleuſe mit einander verbunden. Eine ſolche Schleuße iſt ein ausgemauertes Baſſin, die ſogenannte Schleuſenkammer (franz. sas; engl. chamber), durch deſſen Anfüllung mit Waſſer ein in daſſelbe eingelaufenes Boot von einer Haltung auf die nächſt höhere geho- Kammerſchleuſen.

Kammer-ſchleuſen.

ben, und durch deſſen Entleerung ein ſolches Boot von einer Haltung auf die nächſt tiefere niedergelaſſen werden kann. Bei dem Füllen der Schleuſe iſt dieſelbe von der unteren, und beim Leeren derſelben von der oberen Haltung abzuſperren, und deshalb iſt die Schleuſe durch Thore, die ſogenannten Schleuſenthore (franz. portes d'écluses; engl lock-gates), mit beiden Haltungen verbunden. Zum Ein- und Auslaſſen des Waſſers aus der Kammer erhalten entweder die Thore derſelben Ausflußmündungen, welche ſich mittels Schützen beliebig eröffnen und verſchließen laſſen, oder es ſind überwölbte, oder gußeiſerne Canäle (Dohlen), ſogenannte Umläufe, angebracht, welche ſich in den Mauern der Schleuſe um die Thore herumziehen und die Schleuſenkammer mit den Haltungen in Verbindung ſetzen, übrigens aber ebenfalls durch Schützen eröffnet und verſchloſſen werden können.

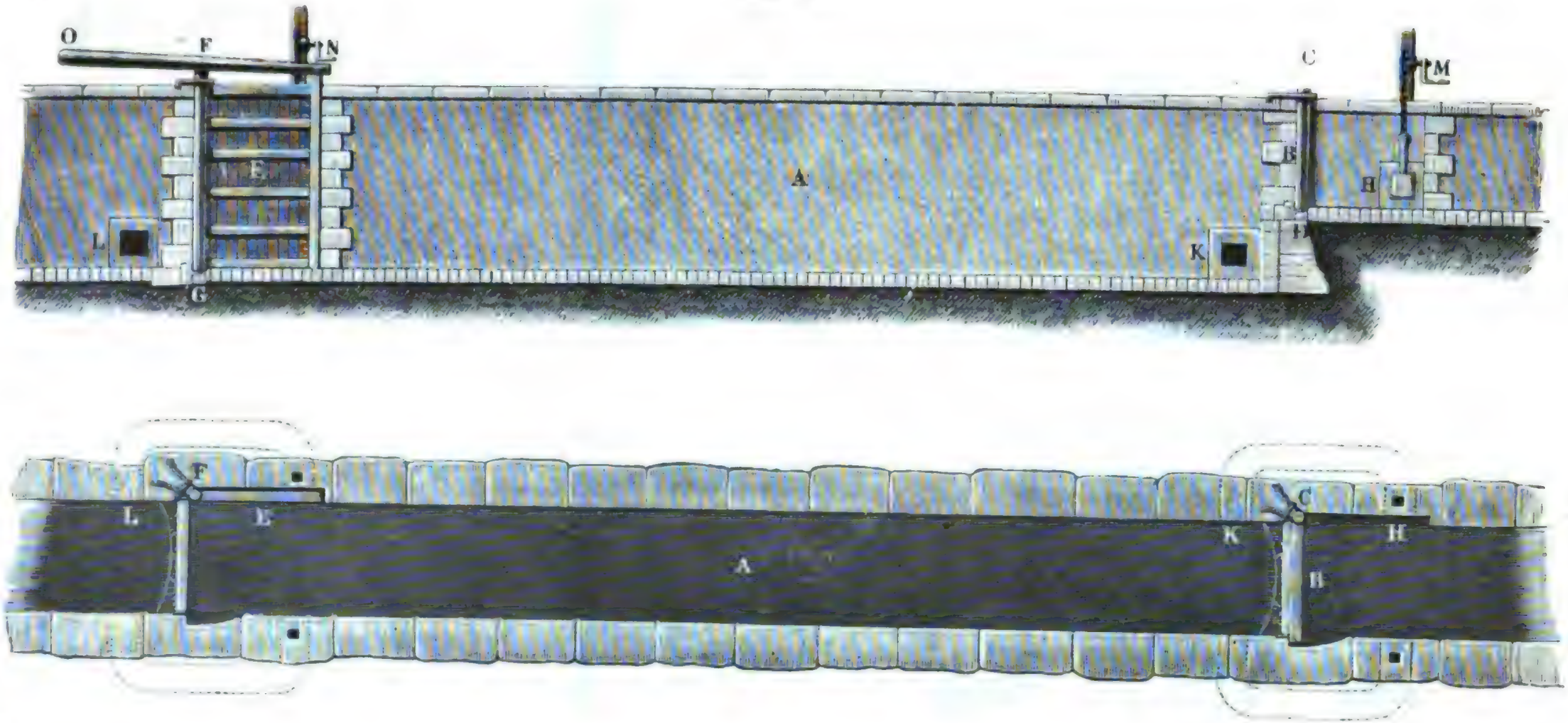
Eine einfache Kammerſchleuſe des Birmingham-Liverpooler Canales iſt durch Fig. 603 in einem vertikalen Längendurchſchnitte und dem Grundriſſe abgebildet. Es iſt *A* die Schleuſenkammer von 75 engl. Fuß Länge, 8 Fuß Weite und $12^1/_2$ Fuß Tiefe, ferner *B* das um die Axe *C D* drehbare Oberthor und *E* das um die Axe *F G* drehbare Unterthor. Ferner ſieht man in *H* die Einmündung und in *K* die Ausmündung eines der beiden oberen Umläufe, ſowie in *L* die Ausmündung eines unteren Umlaufes, wogegen die Umläufe ſelbſt nur im Grundriſſe durch punktirte Linien angegeben ſind. Endlich bemerkt man noch in *M* und *N* die Kurbeln mit Zahnrädern, welche in die gezahnten Schützenſtangen der Umläufe eingreifen und zur Eröffnung und Verſchließung der letzteren dienen. Bei der in Fig. 603 (a. f. S.) abgebildeten engen Schleuſe ſind die Thore einfach; ſind die Schleuſen weiter, ſo wendet man hingegen doppelte, oder ſogenannte Stemmthore an, die ſich während des Verſchluſſes in der Mittellinie der Schleuſe gegen einander ſtemmen. In Fig 604 iſt der Grundriß des oberen Theiles einer Schleuſe mit Stemmthoren abgebildet. Es iſt *A* das ſogenannte Oberhaupt, *B* die Kammer der Schleuſe, ferner *C* der Abfall zwiſchen dem Ober-

Fig. 604.



Digitized by Google

Fig. 603.



Kammerſchleuſen.

haupte und der Kammer, *D* das eine und *E* das andere Thor, das eine als geſchloſſen und das andere als geöffnet dargeſtellt. Dieſe Thore drehen ſich mit ihren Wendeſäulen *F* und *G* um vertikale Axen und ſtoßen während des Verſchluſſes mit ihren Schlagſäulen *H* und *K* an einander an. In Amerika hat man auch Schleuſenthore, welche ſich um eine horizontale Axe drehen. In Fig. 605 iſt noch ein Querſchnitt des Oberhauptes *A* und in Fig. 606 ein Querſchnitt der Kammer *B* vorgeſtellt; die letztere zeigt auch bei *C* den Abfall, welcher

Fig. 604.

Fig. 605.

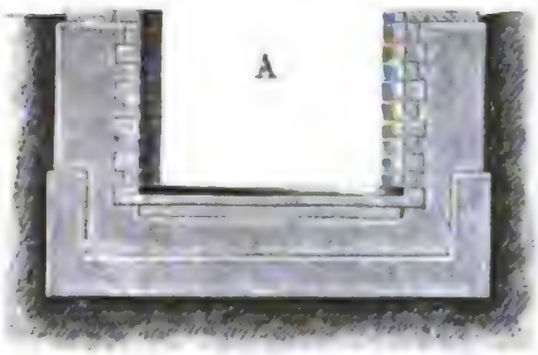
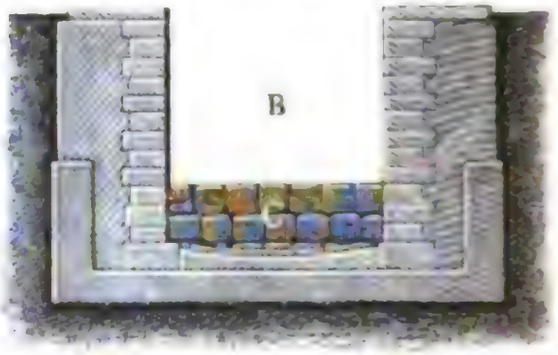


Fig. 606.



bald mehr bald weniger ſteil gelegt wird. Die Schleuſenthore legen ſich unten gegen die ſogenannten Drempel (franz. buses; engl. mitre-sills) und an den Seiten gegen die Wendeniſchen (franz. chardonnets; engl. hollow-quoins); während die Drempel 6 bis 10 Zoll über dem Boden des Oberhauptes vorſtehen, ſind die Wendeniſchen, entſprechend der Dicke der Thore, 10 bis 15 Zoll tief. Die Drempel ſind entweder aus Steinquadern oder aus zwei Schwellen, den ſogenannten Schlagſchwellen, gebildet; letztere bilden mit den Mittelbalken ein gleichſchenkliges Dreieck, welches durch den Binder, deſſen Länge circa ein Sechstel von der Weite des Canales oder der Länge des Mittelbalkens iſt, in zwei gleiche Theile getheilt wird.

Der Fall oder die Höhe des Abfalles einer Schleuſe (franz. le hute; engl. the lift of lock) beträgt meiſt 6 bis 8 Fuß, in ſeltenen Fäl-

Digitized by Google

len 12 bis 18 Fuß. Sind die Gefälle größer, ſo wendet man lieber zwei oder mehrere gekuppelte Schleuſen an, bei welchen das Unterthor zugleich Oberthor der anderen Schleußenkammer iſt. Kammerſchleuſen

Amerikaniſche Kammerſchleuſen haben oft gar keinen Abfall, ſondern ſtatt deſſen eine ſogenannte Fallmauer vor dem Oberthore.

§. 300. Das Gerippe der Schleußenthore wird aus zwei vertikalen Säulen und einer gewiſſen Anzahl von Querriegeln gebildet. In Fig. 607 iſt ein Oberthor und in Fig. 608 ein Unterthor abgebildet. In Schleuſenthore.

Fig. 608.

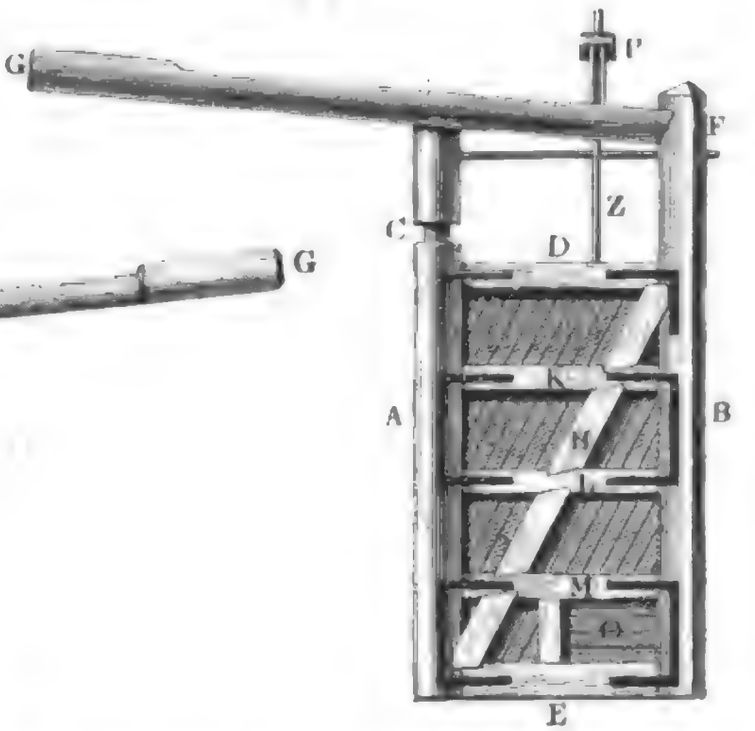
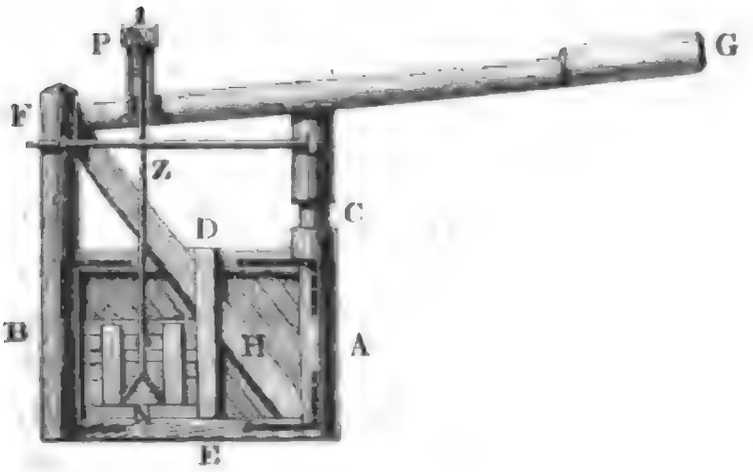


Fig. 607



beiden Abbildungen iſt *A* die Wendeſäule (franz. poteau tourillon; engl. quoin oder heel-post), und *B* die Anſchlagſäule (franz. poteau busqué; engl. mitre-post); ferner ſieht man in *C* den Hals der Wendeſäule, welcher die obere Drehaxe des Thores bildet, ſowie in *D* das obere und in *E* das untere Rahmſtück, oder den ſogenannten Schwellrahmen. Ferner iſt *FG* der Drehbaum, welcher theils als Hebel zum Oeffnen und Verſchließen der Thore, theils auch als Gegengewicht dient, um das ſogenannte Sacken der Thore zu verhindern. Dieſem Sacken oder Aufliegen der Thore auf dem Boden der Thorkammern wirkt man vorzüglich auch durch eine Strebe *H*, welche von der Anſchlagſäule diagonal herab nach der Wendeſäule läuft, entgegen; auch bringt man zu dieſem Zwecke wohl noch ſchmiedeeiſerne Zugbänder an, welche umgekehrt, von der Anſchlagſäule nach der Wendeſäule herauflaufen; endlich läßt man wohl auch, namentlich wenn die Thore ſehr breit ſind, dieſelben mittels gußeiſerner Laufräder auf einer Schienenbahn laufen, welche auf der

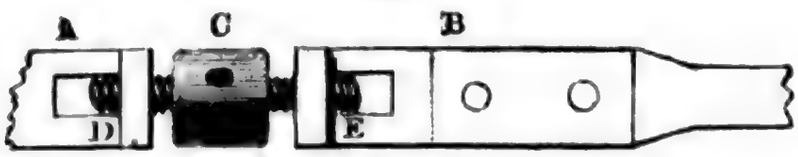
Digitized by Google

Schleuſenthore.

Sohle der Thorkammer liegt. Noch ſieht man in der Abbildung Fig. 608 die Querriegel *K*, *L*, *M*, ſowie in beiden Abbildungen die eiſernen Beſchläge und die Bekleidung der Thore mittels diagonallaufender Holzdielen. Statt derſelben wendet man auch mit Vortheil Eiſenblech an. Endlich ſieht man noch in *O* die durch ein Schutzbrett *N* verſchließbare Schutzöffnung ſowie in *Z* die Zugſtange derſelben, und in *P* das Geſtelle für den Mechanismus zum Ziehen dieſer Stange.

Um dem Sacken der Schleuſenthore durch die Zugbänder ſoviel wie möglich entgegen zu wirken, läßt man dieſelben aus zwei Theilen *A* und *B*, Fig. 609, beſtehen, und verbindet dieſelben durch eine Differenzial-

Fig. 609.

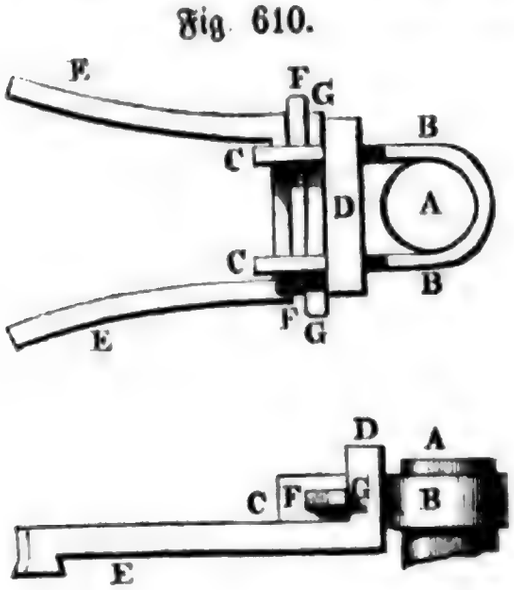


ſchraube *DCE* (ſ. III., §. 146). Wird der Kopf *C* dieſer Schraube ein Mal umgedreht, ſo zieht ſich das Band um die Differenz der Ganghöhen der Gewinde *D* und *E* zuſammen.

In neueren Zeiten hat man das Sacken großer Thore auch durch Auspumpen des waſſerdicht abgeſchloſſenen Raumes, welcher von einer doppelten Bekleidung des Thores gebildet wird, zu verhindern geſucht.

Die Wendeſäule der Schleuſenthore ſtützt ſich unten mittels eines eiſernen Zapfens auf ein eiſernes Lager, genau wie die ſtehende Welle eines Göpels oder einer Turbine, und wird oben durch ein Halsband, welches um den runden Hals derſelben herumläuft, in ſenkrechter Richtung erhalten. Dieſes Halsband iſt durch ſtarke Anker mit dem Mauerwerke zu verbinden, und muß zum Löſen oder Abnehmen eingerichtet ſein, um das Thor, wenn es nöthig iſt, ausheben zu können. In Fig. 610 iſt *A* der Hals eines Schleuſenthores, *CBBC* das um denſelben herumliegende Halsband, welches durch eine Naſe *D* des Ankers *EDE* hindurchgeſteckt iſt, und durch die Schlußkeile *FF* und *GG* feſt mit derſelben verbunden wird.

Fig. 610.



Da der Druck des Waſſers auf ein Schleuſenthor *AC*,

Digitized by Google

Fig. 611, von oben nach unten zunimmt, ſo ſoll man die Querriegel EE_1, FF_1, GG_1 u. ſ. w. deſſelben auch nicht in gleichen Abſtänden von einander legen. Der Druck des Waſſers auf das Thor iſt, wenn b die Breite AB und a die Höhe AD deſſelben bezeichnen, nach I., §. 299:

Schleuſenthore.

Fig. 611.

$$P = {}^1/_2\, b\, a^2\, \gamma,$$

und dagegen der Druck auf ein Feld $ABEE_1$ deſſelben von der Höhe $BE = a_1$:

$$P_1 = {}^1/_2\, b\, a_1{}^2\, \gamma;$$

folglich hat man:

$$\frac{P_1}{P} = \frac{a^2{}_1}{a^2} = \frac{\triangle BKE}{\triangle BDC},$$

wenn K den Durchſchnitt der Diagonale BD mit der Baſis EE_1 angiebt Kommt es daher darauf an, das ganze Thor $ABCD$ durch Horizontale (Riegel) EE_1, FF_1, GG_1 u. ſ. w. in Theile zu theilen, deren Waſſerdrücke gleich groß ſind, ſo iſt es nur nöthig, das Dreieck BCD durch Parallellinien EK, FL, GM u. ſ. w. in gleiche Stücke BEK, $EKLF$, $FLMG$ u. ſ. w. zu theilen; dies erfolgt aber nach einer bekannten Regel der praktiſchen Geometrie dadurch, daß man DC in gleiche Theile theilt, ferner über DC einen Halbkreis beſchreibt, in den Theilpunkten 1, 2, 3 ... die Perpendikel 1α, 2β, 3γ ... auf DC errichtet, die Abſtände $D\alpha$, $D\beta$, $D\gamma$ ... auf DC aufträgt, durch die ſo nach DC gebrachten Punkte α, β, γ ... Parallelen αE, βF, γG zu BD zieht; wenn man dann noch durch E, F, G ... Parallelen EE_1, FF_1, GG_1 ..., zur Baſis DC legt, ſo zerſchneiden dieſe das Dreieck BCD in gleiche und folglich das Viereck $ABCD$ in Stücke von gleichem hydroſtatiſchen Drucke. Denn es iſt:

$$\frac{\triangle BKE}{\triangle BDC} = \frac{\overline{KE^2}}{\overline{DC^2}} = \frac{\overline{D\alpha^2}}{\overline{DC^2}} = \frac{D1 \,.\, DC}{DC \,.\, DC} = \frac{D1}{DC},$$

ebenſo:

$$\frac{\triangle BFL}{\triangle BDC} = \frac{\overline{LF^2}}{\overline{DC^2}} = \frac{\overline{D\beta^2}}{\overline{DC^2}} = \frac{D2 \,.\, DC}{DC \,.\, DC} = \frac{D2}{DC} \text{ u. ſ. w.},$$

folglich auch

Digitized by Google

Schleuſenthore.

Viereck $KEFL = \frac{\triangle BFL - \triangle BEK}{\triangle BDC} = \frac{D2 - D1}{DC} = \frac{\overline{12}}{\overline{DC}}$;

iſt alſo $\overline{D1} = \overline{12} = \overline{23}$ u. ſ. w., ſo folgt auch:

Dreieck BEK = Viereck $KEFL$ = Viereck $LFGM$ u. ſ. w.

Thorriegel wie EE_1, FF_1, GG_1 u. ſ. w. theilen daher auch das Thor in n Felder von gleichem hydroſtatiſchen Drucke, und haben alſo auch nahe einen und denſelben Druck auszuhalten. Iſt n die Anzahl der Thorfelder, ſo hat man den Druck eines jeden $\frac{P}{n} = \frac{b a^2 \gamma}{2n}$; und es iſt nun nach I., §. 203, für die Breite b_1 und Höhe h_1 (in horizontaler Richtung gemeſſen) eines Riegels:

$$\frac{P}{n} b = 8 b_1 h_1^2 \frac{K}{6},$$

d. i.

$$b_1 h_1^2 = \frac{\frac{1}{8} Pb}{n \cdot \frac{K}{6}} = \frac{b^2 a^2 \gamma}{16 n \frac{K}{6}},$$

z. B. für Holz, wenn man $\frac{K}{6} = 200$ und $\gamma = \frac{66}{1728}$ ſetzt:

$$b_1 h_1^2 = \frac{1}{83800} \frac{b^2 a^2}{n},$$

oder wenn man a und b in Fuß, b_1 und h_1 in Zollen giebt:

$$n b_1 h_1^2 = 0{,}2475 \cdot a^2 b^2.$$

Die vorſtehende Unterſuchung ſetzt voraus, daß das Thor nur auf der einen Seite vom Waſſer gedrückt werde. Iſt aber, wie meiſt, noch ein Gegendruck vom Unterwaſſer vorhanden, ſo fällt der Ueberdruck unterhalb des Unterwaſſerſpiegels conſtant aus (ſ. I., §. 302); es iſt folglich dann unter a nur der Niveauabſtand zwiſchen beiden Waſſerſpiegeln zu verſtehen, und es ſind daſelbſt die Streben in einem gleichen Abſtande von einander zu legen.

Die Art und Weiſe, wie der Waſſerdruck auf die Thore und auf deren Unterſtützung, die Wendeniſche, wirkt, iſt folgende. Der Waſſerdruck P eines Thores CA, Fig. 612, welcher in der Mittellinie M deſſelben angreift, zerlegt ſich in zwei gleiche Seitenkräfte S, S, welche nach den beiden Wendeſäulen C, C gerichtet ſind, und aus den beiden Seitenkräften S und S einer Wendeſäule entſpringt eine Mittelkraft R, welche von der Wendeniſche aufgenommen werden muß. Iſt der Winkel ACB, um

Digitized by Google

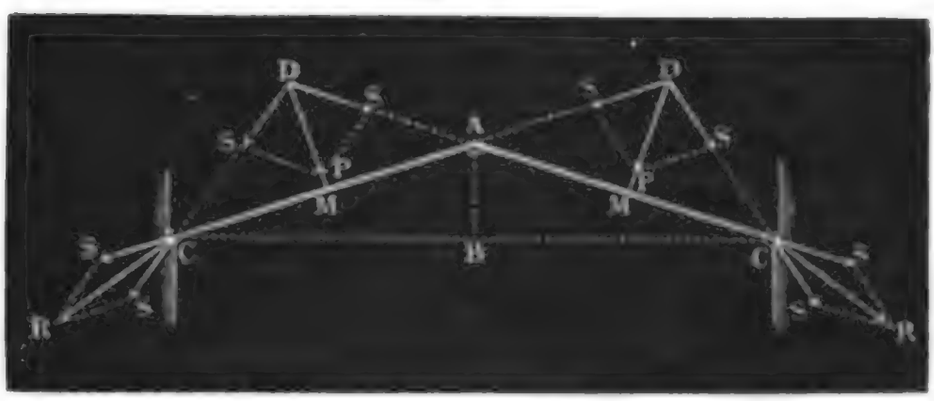
welchen jedes Stemmthor von dem Querſchnitt CC des Canales abweicht, $= \delta$, ſo haben wir, da $\angle CAD = 2\delta$: Schleuſenthore

$$\overline{DS} = S = \frac{P}{2 \sin. 2\delta},$$

und daher:

$$\overline{CR} = R = 2S \cos. \delta = \frac{P \cos. \delta}{2 \sin. \delta \cos. \delta} = \frac{P}{2 \sin. \delta}.$$

Fig. 612.



Damit dieſe Kraft von der Thorniſche, und nicht etwa von den Axenlagern der Wendeſäule aufgenommen werde, iſt dafür zu ſorgen, daß die letztere beim Schluſſe der Thore von der erſteren auf der Seite von CR ſcharf umſchloſſen werde, und damit ſich das Thor während ſeiner Eröffnung oder ſeiner Verſchließung nicht an der Thorniſche reibe, giebt man der Drehaxe der Wendeſäule eine kleine Excentricität, ſo daß ſich bei dem geöffneten Thore zwiſchen der Wendeſäule und der Niſche derſelben ein Zwiſchenraum von $^1/_2$ bis 1 Zoll Breite bildet.

§. 301. Der Widerſtand, welcher beim Drehen der Thore zu überwinden iſt, beſteht theils in der Reibung derſelben am Zapfen und am Halſe, theils in dem Widerſtande des Waſſers, welches ſich vermöge ſeiner Trägheit, wenn die Umdrehungsgeſchwindigkeit nicht ganz klein iſt, immer auf der einen Seite etwas höher ſtellen wird als auf der anderen. Das gewöhnlichſte Hülfsmittel zum Umdrehen der Thore iſt der Drehbaum, oder auch eine Zugſtange, welche mit einem Ende an die Schlagſäule befeſtigt und mit dem anderen Ende von den Schleuſenmauern aus angezogen und zurückgeſchoben wird. Zur Bewegung dieſer Stange dient auch ſehr häufig eine Winde, welche man mittels eines Taues oder einer Kette auf die Zugſtange wirken läßt; auch wendet man wohl ſtatt der Zugſtange zwei Ketten, und für jede eine beſondere Winde an, ſo daß durch die eine, welche vor dem Thore ſteht, dieſes geöffnet, und durch die

Digitized by Google

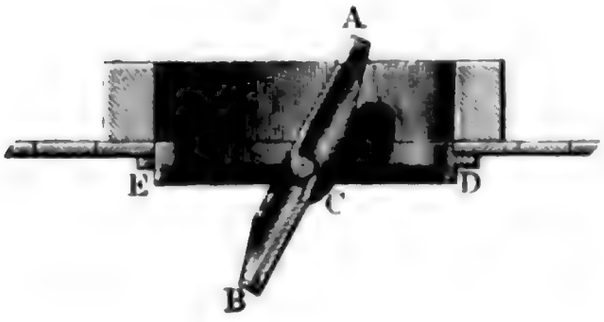
Schleusenthore

andere, welche auf der entgegengesetzten Seite hinter dem Thore steht, dasselbe verschlossen werden kann.

Die Schützen, womit man die Mündungen in den Thoren oder die Umläufe versieht, lassen sich meist zwischen Falzen, und zwar jedes Mal an der dem Oberwasser zugekehrten Seite vertikal auf- und niederbewegen. Zuweilen versieht man dieselben auch mit Gegengewichten, welche aber ebenfalls eine Führung durch Falze erhalten müssen. Um die Schütze, nicht von der Fußbrücke am Thore, sondern von der Seitenmauer aus bewegen zu können, legt man wohl auch die Schützen schief, oder versieht dieselben mit einer Drehungsaxe, so daß sie sich bogenförmig bewegen lassen.

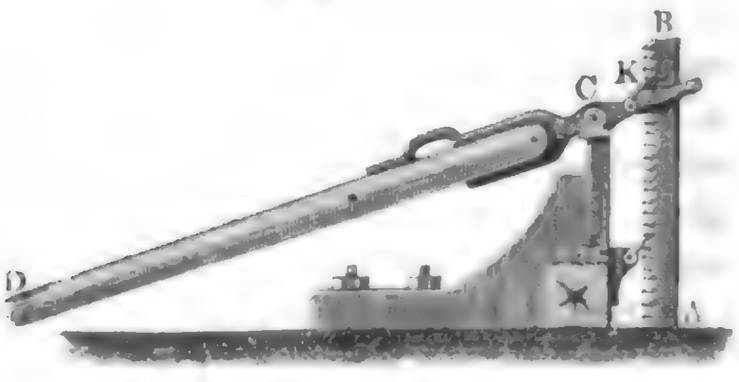
Klappen lassen sich, zumal wenn dieselben doppelt sind, leichter bewegen als Schieber oder Schützen; nur geben dieselben meist nicht so guten Verschluß als die letzteren. Eine Doppelklappe für Schleusenthore ist in Fig. 613 abgebildet. Dieselbe besteht aus einer gußeisernen Platte *A B* mit ringsherum vorstehenden Rändern mit einer schmiedeeisernen Axe *C*, und ist von einem gußeisernen Rahmen *D E* umschlossen.

Fig. 613.



Bei Umläufen sind die Schützen oder, nach Befinden, Ventile nahe an den Einmündungen derselben anzubringen. Das gewöhnlichste und einfachste Hülfsmittel zur Bewegung der Schützen, Klappen und Ventile besteht in einem Hebel. Man bewegt durch denselben die Schütze u. s. w. entweder in einem Zuge, oder in Absätzen. Im ersteren Falle ist die Zugkraft nur eine sehr mäßige; es kommt daher derselbe nur bei kleinen Schleusen vor. Im zweiten hat man es dagegen mit den sogenannten Hebeladen (s. §. 207) zu thun. Eine Vorrichtung dieser Art zeigt Fig. 614. Es ist hier *A B* die gezahnte Schützenstange, und *C D* die um *C* drehbare Hebelade, auf welcher eine Klinke *K* sitzt, die zwischen die Zähne der Schützenstange eingreift. Bei dem Niederdrücken des

Fig. 614.



Digitized by Google

Hebels D wird die Schütze mittels K emporgehoben, und beim Aufziehen deſſelben wird die letztere durch eine Sperrklinke L vor dem Zurückfallen geſichert. Um die Eröffnung bei einem Zuge möglichſt groß zu machen, verſieht man wohl das Schleuſenthor mit mehreren Schutzmündungen über einander, die man dann auch durch unter einander hängende Schützen eröffnet und verſchließt. Sehr gewöhnlich bedient man ſich zur Bewegung der Schützen der Kurbel, indem man dieſelbe mit einem Zahnrade verſieht, das man in die gezahnte Schützenſtange eingreifen läßt. Um die Zugkraft zu verſtärken, bedient man ſich auch häufig noch eines Vorgeleges, indem man das kleine Treibrad auf der Kurbelwelle erſt in ein größeres Getriebrad eingreifen läßt und auf die Welle des letzteren noch ein anderes kleines Rad ſetzt, welches unmittelbar auf die gezahnte Stange wirkt. Sehr oft bedient man ſich endlich auch des Schraubenmechanismus zur Bewegung der Schützen, indem man das Ende der Schützenſtange in eine Schraubenſpindel auslaufen läßt und dieſelbe mit einer Mutter umgiebt, deren Umfang mit Zähnen ausgerüſtet iſt, zwiſchen welche ein auf der Mitte einer Kurbel feſtſitzendes Treibrad eingreift (ſiehe den Artikel »Bau- und Wagenwinden« §. 212). Schleuſenthore

Iſt a die Höhe und b die Breite einer rectangulären Schütze, ferner h die Tiefe ihres Schwerpunktes unter dem Waſſerſpiegel, oder, im Fall daß dieſe Schütze auf beiden Seiten unter Waſſer ſteht, der Niveauabſtand zwiſchen beiden Waſſerſpiegeln, und γ die Dichtigkeit des Waſſers, ſo hat man die Kraft, mit welcher die Schütze auf ihre Lagerung drückt:

$$R = a\,b\,h\,\gamma \text{ (ſ. I., §. 422),}$$

und daher die entſprechende Reibung, wenn $\varphi = {}^1/_4$ bis ${}^1/_3$, den Coefficienten der Reibung zwiſchen der Schütze und ihrem Lager bezeichnet:

$$F = \varphi R = \varphi\,a\,b\,h\,\gamma.$$

Soll dieſe Schütze ſenkrecht aufgezogen werden, ſo iſt die hierzu nöthige Kraft:

$$P = F + G - V\gamma,$$
$$= \varphi\,a\,b\,h\,\gamma + G - V\gamma,$$

wenn G das Gewicht und V das Volumen, alſo $V\gamma$ das von ihr verdrängte Waſſervolumen bezeichnet.

Man erſieht hieraus, daß man durch Vergrößerung des Volumens V, indem man z. B. auf die Rückwand der Schütze einen Windkeſſel aufſchraubt, die Zugkraft beliebig herabziehen kann. Für

$$V = \varphi\,a\,b\,h + \frac{G}{\gamma} \text{ wäre z. B. } P = 0.$$

Beim Niederlaſſen der Schütze iſt h ganz oder faſt Null, folglich die erforderliche Gegenkraft:

$$P_1 = V\gamma - G.$$

Schleusenthore

Soll $P = P_1$ sein, so muß

$$V = {}^1/_2 \varphi a b h + \frac{G}{\gamma}$$

sein.

Fordert man dagegen $P_1 =$ Null, so hat man:

$$V = \frac{G}{\gamma} \text{ und}$$

$$P = F = \varphi a b h \gamma,$$

und es wirkt also dann der Auftrieb $V\gamma$ wie ein gewöhnliches Gegengewicht zur Ausgleichung von G.

Die Kraft zum Eröffnen eines einfachen Ventiles oder einer einfachen Klappe ist, wenn F den Inhalt derselben bezeichnet:

$$P = F h \gamma,$$

und der Angriffspunkt derselben ist der sogenannte Mittelpunkt des Wasserdruckes (s. I., §. 300). Ist das Ventil oder die Klappe eröffnet, so nimmt die Kraft schnell ab, weil dann das durchfließende Wasser noch einen Gegendruck auf das Ventil ausübt, der natürlich um so größer ausfällt, je langsamer das Wasser durch die Eröffnung des Ventiles fließt, je größer also der Querschnitt derselben ist.

Wasserbedarf beim Durchschleusen.

§. 302. Um das Wasser eines Canales in einem und demselben Niveau zu erhalten, ist es nöthig, den Verlust des Wassers durch Verdunstung, durch Filtration oder Durchsickern und durch den unvollkommenen Verschluß der Schleusenthore zu ersetzen, sowie den Bedarf desselben beim Durchschleusen zu decken. Die Verdunstung ist zwar bei verschiedenem Wetter sehr verschieden, läßt sich aber im Mittel täglich auf 2 Linien schätzen. Der Verlust durch Filtration fällt bei Sand- und Kiesboden viel größer aus als bei Thonboden, ist aber im Mittel täglich 1 bis $1^1/_2$ Zoll anzunehmen. Nicht minder unbestimmt ist der tägliche Verlust, welcher aus dem unvollkommenen Verschlusse der Schleusenthore erwächst; man geht jedoch sicher, wenn man ihn gleich setzt dem Wasserbedarf für den Durchgang eines Schiffes durch 7 bis 8 Schleusen. Der Verbrauch des Wassers beim Durchschleusen hängt vorzüglich von dem Wasservolumen $V = Fs$ einer Schleusenkammer, dessen Basis der Querschnitt F der Kammer und dessen Höhe s der Vertikalabstand zwischen dem Ober- und Unterwasserspiegel ist, und nächstdem auch von dem verdrängten Wasserquantum W eines Schiffes ab. Ist G das Gewicht des Schiffes und γ die Dichtigkeit des Wassers, so hat man bekanntlich $W = \frac{G}{\gamma}$. Bestimmen wir im Folgenden den Wasserbedarf des Durchschleusens in verschiedenen Fällen, und zwar zunächst für eine einfache Kammerschleuse.

Digitized by Google

1) Ein Schiff kommt von unten und findet die Schleuſe geleert. Nachdem daſſelbe in die Kammer eingelaufen und das Unterthor geſchloſſen iſt, läßt man das Waſſerquantum V aus dem Oberwaſſer zu, um es bis in das Niveau des Oberwaſſers zu heben; zuletzt öffnet man noch das Oberthor, und zieht das Schiff aus der Kammer, wobei es noch das Waſſerquantum W aus dem Oberwaſſer in die Kammer drängt. Es iſt folglich bei dieſem Durchſchleuſen dem Oberwaſſer das Quantum $V + W$ entnommen und alſo auch ebenſo viel Waſſer zum Durchſchleuſen verbraucht worden. Waſſerbedarf beim Durchſchleuſen.

2) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleuſenkammer leer. Das nöthige Anfüllen der letzteren erfordert das Waſſerquantum V; beim Einlaufen des Schiffes in die Kammer wird hiervon wieder das Quantum W aus der Kammer in das Oberwaſſer zurückgedrängt, und nun das Oberthor geſchloſſen. Es iſt folglich hierbei die Waſſermenge $V - W$ aus dem Oberwaſſer entnommen und alſo auch verbraucht worden.

3) Die beiden Schiffe in den ſoeben betrachteten Fällen erfordern alſo zuſammen das Waſſerquantum $V + W + V - W = 2V$, und ſo groß iſt natürlich auch der Waſſerbedarf eines Schiffes allein, welches in einer Schleuſe gehoben und in der anderen niedergelaſſen wird.

Sind die beiden Schiffe unter (1) und (2) nicht gleich beladen, und verdrängt vielleicht das aufſteigende das Waſſervolumen W, und das niederſinkende W_1, ſo hat man dagegen den Waſſerbedarf für beide:

$$V + W + V - W_1 = 2V + W - W_1,$$

und es iſt dann $W - W_1$ das verdrängte Waſſerquantum $\frac{G - G_1}{\gamma}$, welches der Differenz der Schiffsladungen entſpricht.

4) Ein Schiff kommt von oben und findet die Schleuſenkammer gefüllt. Hier geht nicht nur kein Waſſer verloren, ſondern es wird ſogar das Waſſerquantum W_1 gewonnen, welches das Schiff beim Einfahren in die Kammer in das Oberwaſſer zurückdrängt.

5) War nun das Waſſerquantum für das vorher emporgehobene Schiff, wobei die Schleuſe gefüllt wurde, $V + W$, ſo iſt folglich für beide Schiffe zuſammen der Waſſerbedarf:

$$V + W - W_1,$$

daher für $W = W_1$:

$$V + W - W_1 = V.$$

Es iſt alſo in dem Falle, wenn man die zum Heben eines Schiffes verbrauchte Füllmaſſe wieder zum Niederlaſſen eines anderen Schiffes benutzt, welches mit dem erſteren gleich belaſtet iſt, der Waſſerbedarf nur

Wasserbedarf beim Durchschleusen.

halb so groß, als wenn man für das niedergehende Schiff die Schleuse von Neuem füllen muß.

Da bei einer gefüllten Schleuse eine ansehnliche Wassermenge in Folge des unvollkommenen Verschlusses des unteren Schleusenthores verloren geht, so wird dadurch ein Theil des Gewinnes von einem solchen Doppelschleusen wieder aufgehoben.

6) In vielen Fällen, namentlich beim Transport von Bergproducten, erfolgt die Förderung bloß bergab, so daß aufwärts nur leere Schiffe gehen. Dann ist $W_1 > W$, und daher die Füllmasse für zwei in ihrem Lauf sich kreuzende Schiffe:

$$V - (W_1 - W) = V - \frac{G_1 - G}{\gamma} = V - \frac{Q}{\gamma},$$

wenn Q das Gewicht der Fördermasse oder der Schiffsladung bezeichnet. Ist F_1 der mittlere Querschnitt des Schiffes und s_1 die Senkung desselben in Folge der Ladung Q, so hat man auch:

$$V - \frac{Q}{\gamma} = Fs - F_1 s_1,$$

und daher den Wasserbedarf für zwei an einer Schleuse sich kreuzende Schiffe = Null, für

$$Fs = F_1 s_1.$$

Nun ist aber F mindestens $1{,}2\, F_1$, folglich könnte hiernach s nur $= \frac{5}{6} s_1$ sein. Für $s_1 = 3$ Fuß wäre hiernach $s = \frac{5}{2}$ Fuß. Die Anwendung eines so kleinen Schleusengefälles möchte, da hierdurch wieder die einer großen Anzahl von Schleusen bedingt wird, kaum praktisch vortheilhaft sein.

7) Passirt ein Schiff die Scheitelstrecke, so ist der Wasserbedarf zum Durchschleusen durch die beiden benachbarten Schleusenkammern derselbe wie zum Durchschleusen zweier Schiffe durch eine Kammer, wovon das eine gehoben und das andere niedergelassen wird, und zwar entweder $2\,V$ oder V, je nachdem die zweite Schleuse, in welcher das Schiff seinen Niedergang beginnt, leer oder gefüllt ist. Das Erstere findet statt, wenn dem Schiffe ein anderes vorausgegangen, und das Zweite, wenn es einem andern Schiffe begegnet ist.

8) Bei gekuppelten Schleusen ist der Wasserbedarf größer als bei einfachen Schleusen mit zwischenliegenden längeren Haltungen.

Kommt ein Schiff von unten an eine aus zwei Kammern bestehende Schleuse, und findet es beide Kammern geleert, so kann man die untere Kammer nicht aus der oberen füllen, sondern man muß auch das nöthige Wasser aus der nächst höheren Haltung nehmen, und dieses erst in die obere und von da in die untere Kammer schlagen. Das Füllen der

Digitized by Google

zweiten Kammer erfolgt natürlich ebenfalls aus der nächſt höheren Haltung. Es ſind alſo zum Heben des Schiffes in den gekuppelten Schleuſen gleichſam drei Füllungen, und hiervon deren zwei aus dem Oberwaſſer nöthig, während zwei einfache Schleuſen mit einer zwiſchenliegenden Haltung nur zwei Füllungen, und zwar nur eine aus dem Oberwaſſer erfordern würden. Bei drei gekuppelten Schleuſen iſt dieſer Waſſerbedarf noch größer; hier würden aus dem Oberwaſſer drei Füllungen und im Ganzen ſechs Füllungen nöthig ſein, während bei getrennten Kammern aus dem Oberwaſſer nur eine Füllung und im Ganzen nur drei Füllungen zu entnehmen wären. Bei vier gekuppelten Schleuſen iſt natürlich das Verhältniß noch viel ungünſtiger. Waſſerbedarf beim Durchſchleuſen.

9) Ein anderer Uebelſtand ſtellt ſich bei den gekuppelten Schleuſen noch heraus, wenn beim Herabgehen eines Schiffes die Kammern derſelben gefüllt ſind. Da in dieſem Falle die unteren Kammern nicht das Waſſer der oberen Kammern faſſen können, ſo iſt es nöthig, daß dieſelben erſt in die nächſt tiefere Haltung entleert und nach Befinden die Schützen der letzteren gezogen werden müſſen, bevor zum Niederlaſſen des Schiffes geſchritten werden kann.

Dieſe Nachtheile der gekuppelten Schleuſen kommen in einem ſchwächeren Grade auch bei einfachen Schleuſen vor, wenn dieſelben keine langen und breiten Zwiſchenſtrecken haben.

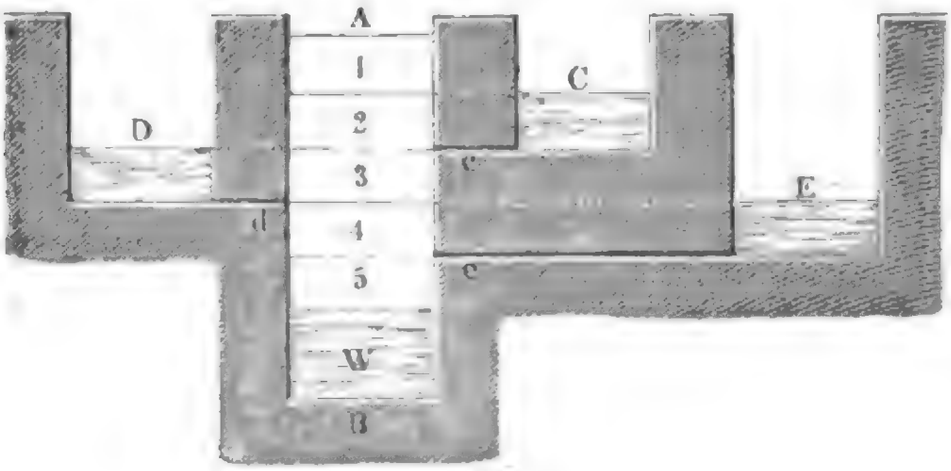
Anmerkung. Der Zeitaufwand, welchen das Füllen und Ausleeren der Schleuſen erfordert, iſt in I., §. 389 beſtimmt.

§. 303. Um das beim Niederlaſſen des Schiffes in einer Schleuſe verbrauchte Waſſer in einer Weiſe aufzufangen, daß es beim Aufziehen eines anderen Schiffes oder bei einer folgenden Füllung der Schleuſe wieder gebraucht werden kann, wendet man vor Allem ſogenannte Seitenbaſſins an. Wenn man zunächſt einen Theil der Füllmaſſe in dieſes Baſſin abſchlägt, und dann, nach gehörigem Abſchluß deſſelben, die übrige Füllmaſſe in das Unterwaſſer fließen läßt, ſo kann man umgekehrt zu der nächſten Füllung der Schleuſe zunächſt das im Seitenbaſſin aufgefangene Waſſer verwenden, und dann das fehlende aus dem Oberwaſſer entnehmen. Eine Schleuſe $A\,B$ mit drei ſolchen Seitenbaſſins (C, D, E) führt Fig. 615 (a. f. S.) vor Augen. Denken wir uns den ganzen Schleuſenraum über der Oberfläche des Unterwaſſers W durch Horizontalſchnitte in fünf gleiche Theile getheilt, und nehmen wir an, daß jedes Seitenbaſſin mit der Schleuſe einerlei Baſis habe. Das Entleeren dieſer Schleuſe geht auf folgende Weiſe vor ſich. Zuerſt läßt man eine Waſſerſchicht (1) durch die Röhre c in das Baſſin C ab, dann verſchließt man c und eröffnet die Röhre d, welche eine zweite Waſſerſchicht (2) in das Baſſin D Seitenbaſſins.

Digitized by Google

Seitenbaſſins. leitet; hierauf verſchließt man d und hält dafür die Röhre c ſo lange

Fig. 615.



offen, bis eine dritte Waſſerſchicht (3) in das Baſſin E geflossen iſt. Endlich ſchließt man auch e, und läßt die Waſſerſchichten (4) und (5) in das Unterwaſſer W ab. Soll umgekehrt, die Schleuſe gefüllt werden, ſo füllt man erſt den Raum (5) aus E, dann den Raum (4) aus D, hierauf den Raum (3) aus C, und läßt endlich aus dem Oberwaſſer noch ſo viel Waſſer zu, als nöthig iſt, um den Raum (2) + (1) auszufüllen.

Bei Anwendung dieſer drei Seitenbaſſins iſt alſo die Waſſererſparniß $^3/_5$ der ganzen Füllmaſſe (V). Hätte man nur zwei Seitenbaſſins, ſo würde dieſe Erſparniß bloß $^2/_4\,V$ ſein, und bei Anwendung von nur einem Seitenbaſſin wäre ſie gar nur $^1/_3\,V$. Iſt allgemein n die Anzahl der Seitenbaſſins, ſo hat man, wie leicht ermeſſen werden kann, die Erſparniß:

$$E = \frac{n}{n+2} \cdot V.$$

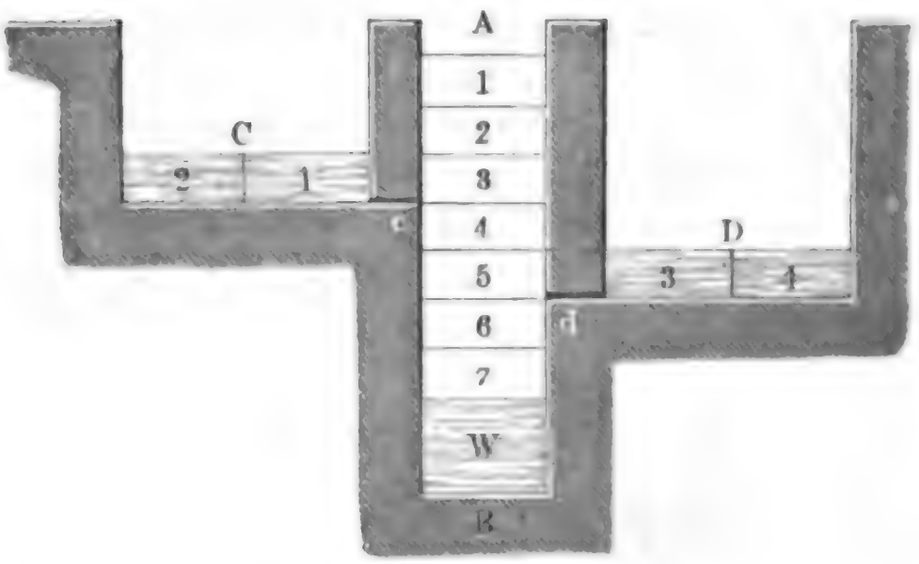
Hiernach fällt alſo die Waſſererſparniß um ſo größer aus, je größer die Anzahl der Seitenbaſſins iſt. In der Regel wendet man jedoch nur ein bis zwei ſolcher Reſervoirs an. Noch etwas größer iſt die Waſſererſparniß, wenn man den Seitenbaſſins einen größeren Flächenraum giebt als der Schleuſe. In Fig. 616 iſt eine ſolche Schleuſe AB mit zwei Seitenbaſſins C und D veranſchaulicht, wovon jedes eine doppelt ſo große Baſis hat als die Schleuſe. Es iſt hier die ganze Füllmaſſe in ſieben gleiche Waſſerſchichten abgetheilt. Bei Eröffnung des Seitencanales c wird das Baſſin C mit zwei Schichten (1) und (2) angefüllt; ſchließt man hierauf c und eröffnet d, ſo laufen zwei andere Waſſerſchichten (3) und (4) in das Baſſin D; ſchließt man wieder d, ſo bleiben noch die Waſſerſchichten (5), (6), (7) übrig, welche in das Unterwaſſer abzulaſſen ſind. Soll dagegen die Schleuſenkammer gefüllt werden, ſo füllt man erſt (7) und (6)

Digitized by Google

aus D, dann (5) und (4) aus C, und endlich (3), (2) und (1) aus dem Oberwaſſer. Es iſt alſo hier die Waſſererſparniß: Seitenbaſſins.

$$E = \frac{2 \cdot 2}{7} = \frac{4}{7} \text{ der Füllmaſſe } V.$$

Fig. 616.



Ein Seitenbaſſin hätte dieſelbe nur $E = \frac{2}{3} V$ gegeben, und drei Seitenbaſſins würden E auf $\frac{6}{7} V$ ſteigern. Allgemein, n Seitenbaſſins, jedes von einer doppelt ſo großen Baſis als die Schleuſe geben:

$$E = \frac{2n}{2n + 3} V.$$

Iſt ganz allgemein, m das Verhältniß des Querſchnittes eines Seitenbaſſins zu dem der Schleuſe, ſo hat man:

$$E = \frac{mn}{mn + m + 1}, \quad V = \frac{n}{n + 1 + \frac{1}{m}} V.$$

Der letzten Formel zufolge hat m nur einen unbedeutenden Einfluß auf E; es iſt folglich der Vortheil nicht groß, wenn man den Seitenbaſſins größere Grundflächen giebt als der Schleuſenkammer.

§. 304. Dem Vorſtehenden zufolge müßte man zur möglichſt größten Erſparniß des Speiſewaſſers, einer Schleuſe ſo viel wie möglich Seitenbaſſins geben, und hiervon eins unter dem anderen in die Schleuſe einmünden laſſen; da aber dies mit großen Schwierigkeiten verbunden iſt, ſo hat man auch daran gedacht, die Wirkſamkeit eines Seitenbaſſins durch einen Schwimmer zu verſtärken. Ein ſolches Seitenbaſſin mit Schwimmer iſt in der neueſten Zeit von M. Girard in Vorſchlag gebracht worden (ſ. Rapport et Mémoire sur le nouveau système d'écluses à flotteur de M. D. Girard, par M. Poncelet, Paris 1845). Die Girard's Schleuſe mit Schwimmer.

Digitized by Google

Girard's Schleuſe mit Schwimmer.

Baſis des Seitenbaſſins der Girard'ſchen Schleuſe iſt kreisförmig, hat noch etwas mehr Inhalt als die Baſis der Schleuſe, und ſeine Sohle reicht noch etwas unter die der Schleuſenkammer. Der Schwimmer iſt ein hohler Blechcylinder, und hat in der halben Höhe eine Scheidewand, welche ihn in zwei über einander liegende Kammern zerſchneidet. Während das Seitenbaſſin ſelbſt mit der Schleuſenkammer communicirt, iſt die obere Abtheilung des Schwimmers mit dem Ober- und die untere Abtheilung deſſelben mit dem Unterwaſſer in Communication geſetzt. Wenn die Schleuſe geleert wird, ſo muß der Schwimmer aufſteigen, um dem aus der Schleuſenkammer dem Seitenbaſſin zufließenden Waſſer Platz zu machen, und wenn umgekehrt, die Schleuſe ſich füllen ſoll, ſo muß der Schwimmer niederſinken, um das Füllwaſſer aus dem Baſſin in die Schleuſenkammer zurückzudrängen. In den Figuren 617 und 618 ſind

Fig. 617.

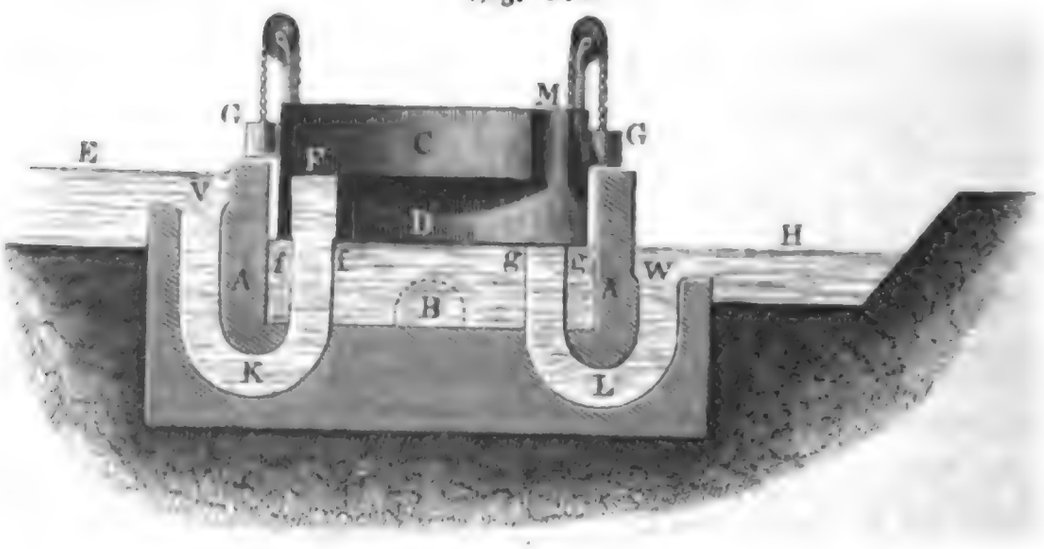
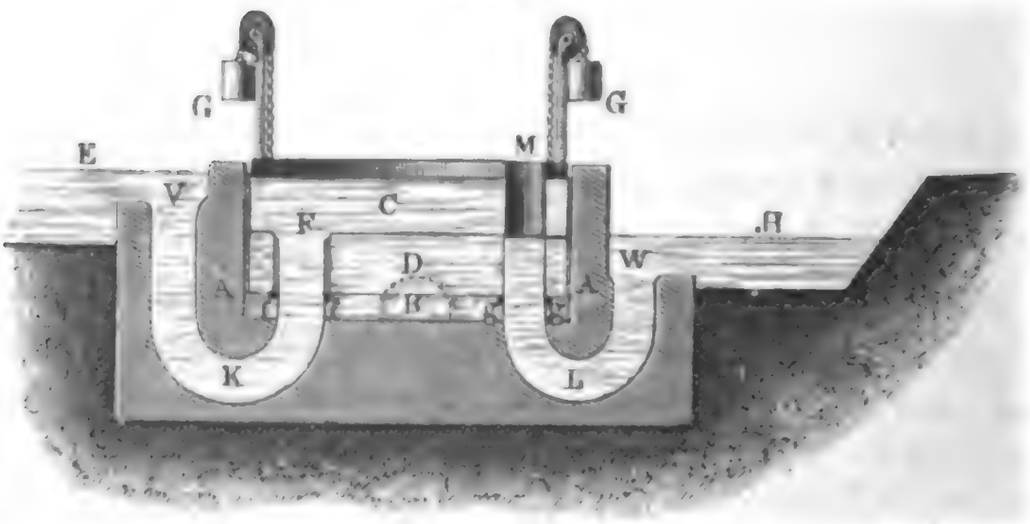


Fig. 618.



dieſe beiden Stände des Schwimmers vor Augen geführt. Es iſt *AA* das cylindriſche Seitenbaſſin, und *B* die Einmündung des Canales, welcher dieſes Baſſin mit der Schleuſenkammer verbindet; ferner iſt *CD* der

Digitized by Google

Girard's Schleuſe mit Schwimmer.

Schwimmer, welcher, wie ein Gaſometer, mittels Ketten an Gewichten $G, G \ldots$ aufgehangen iſt. Die gekröpfte Röhre K, welche die Verbindung des Oberwaſſers mit der Abtheilung C des Schwimmers vermittelt, hat in ihrer Einmündung V ein Ventil, und geht bei ihrer Ausmündung durch eine Stopfbüchſe ff am unteren Ende einer Röhre F, welche luft- und waſſerdicht durch die untere Abtheilung D des Schwimmers hindurchgeht; ebenſo hat die gekröpfte Röhre L, welche vom Unterwaſſer H nach der unteren Abtheilung D des Schwimmers führt, bei ihrer Einmündung W ein Ventil, und geht bei ihrer Ausmündung durch eine zweite Stopfbüchſe gg im Boden des Schwimmers, und damit die Abtheilung D zugleich mit der äußeren Luft in Communication bliebe, iſt noch ein Rohr M durch die obere Abtheilung C luft- und waſſerdicht hindurchgeführt. Hiernach iſt nun leicht die Wirkungsweiſe des Schwimmers zu ermeſſen.

Es ſei die Schleuſenkammer leer, es habe alſo der Schwimmer ſeinen höchſten Stand in Fig. 617, wobei das Waſſer in ſeinen beiden Kammern nur circa 2 Zoll hoch ſtehen mag. Oeffnet man nun bei geſchloſſener Schleuſenkammer die Ventile bei V und W, ſo ſinkt der Schwimmer nieder, indem er das unter ihm ſtehende Waſſer großentheils in die Schleuſe treibt, und es füllen ſich hierbei die Abtheilungen C und D des Schwimmers resp. aus E und H mit Waſſer. Zuletzt ſetzt ſich der Schwimmer unten auf zu dieſem Zwecke angebrachte Vorſtöße auf, indem er den in Fig. 618 abgebildeten Stand annimmt, wobei das in dem Seitenbaſſin übrig bleibende, ſowie das in die Kammer gedrängte Waſſer das Niveau des Oberwaſſers angenommen hat. Wegen der Gleichheit zwiſchen der Größe der Schleuſenkammer und der Größe des Baſſins ſteigt das Waſſer in letzterem gerade ſo viel als der Schwimmer ſinkt, iſt alſo die Tiefe der Eintauchung des letzteren doppelt ſo groß als die abſolute Senkung des Schwimmers, und alſo auch gerade ſo groß als die Höhen der in C und D eingefloſſenen Waſſerſchichten zuſammengenommen, und folglich auch der Auftrieb des Waſſers mit dem Gewichte dieſer beiden Waſſerſchichten im Gleichgewichte. Wenn daher anfangs nur ein kleines Uebergewicht des Schwimmers vorhanden war, ſo wird dieſes auch während und am Ende des Niederſinkens unverändert bleiben. Soll umgekehrt die gefüllte Schleuſe geleert werden, ſo verſchließt man erſt das obere Schleuſenthor, und öffnet die Ventile V und W von Neuem. Haben dies Mal die Gegengewichte G, G eine kleine Ueberwucht, ſo wird nun der Schwimmer langſam angehoben, wobei natürlich die entſprechenden Waſſermengen aus C und D nach E und H zurückfließen, und dem Waſſer in der Schleuſenkammer der nöthige Raum in dem Baſſin AA verſchafft wird. Leicht iſt einzuſehen, daß dieſes Aufſteigen des Schwimmers ebenfalls faſt ganz gleichförmig vor ſich geht, da hierbei die Abnahme des Auftriebs

Digitized by Google

Girard's Schleuse mit Schwimmer.

gleich dem Gewichte des aus beiden Abtheilungen durch V und W abgeflossenen Wassers gleich ist, folglich die anfängliche kleine Ueberwucht während dieses Aufsteigens unverändert bleibt.

Anmerkung. Man kann auch dadurch einen Theil des Wassers zum Durchschleusen wieder nutzbar machen, daß man durch das aus dem Oberhaupte nach der Schleusenkammer führende Wasser eine Maschine umtreiben läßt, welche auf der anderen Seite in einer besonderen Leitung Wasser aus der unteren Canalstrecke auf die obere schafft. Hierüber in den Niederlanden angestellte Versuche haben allerdings nicht zu dem erwünschten Ziele geführt (s. L. Baud, Cursus over de Waterbouwkunde, 1838, II., und Storm Buysing, Handleiding tot de Kennis der Waterbouwkunde, 1845. II.).

Schiffsaufzüge.

§. 305. Man hat auch Schiffsschleusen mit beweglichen Kammern in Anwendung gebracht, wobei die letzteren mit den Schiffen zugleich aufgezogen und niedergelassen werden. Eine solche Schleuse ist z. B. von dem Ingenieur M. James Green bei dem Great-Western-Canal in England erbaut worden. Die ganze Vorrichtung besteht aus zwei trogförmigen Kammern, welche mittels Ketten an den entgegengesetzten Seiten einer horizontalen Welle aufgehangen sind, und an beiden Enden durch Schützen verschlossen und geöffnet werden können. Beide Canalstrecken theilen sich in der Nähe der Schleuse in zwei ebenfalls durch Schützen zu verschließende Theile, so daß, je nach ihrem Stande, bald die eine Kammer an die obere rechte und die andere an die untere linke Canalabtheilung, oder umgekehrt, die eine Kammer an die untere rechte, und die andere an die obere linke Abtheilung anzuliegen kommt. Werden nun diese Kammern bei dem einen oder dem anderen Stande durch besondere Mechanismen mit ihren Stirnflächen scharf an die Canalenden angepreßt, und durch Eröffnung der Schützen mit den Canalstrecken in Communication gesetzt, so läßt sich nun ein Schiff ungehindert aus der einen Canalstrecke heraus in die Kammer, und umgekehrt ein solches aus einer Kammer in die anstoßende Canalstrecke schaffen. Nachdem dies geschehen, so sind natürlich die Schützen wieder zu verschließen und die Drücke der Kammern gegen die Canalenden wieder aufzuheben, und es kann nun das Aufziehen der einen und das damit verbundene Niedersinken der anderen Kammer ungehindert vor sich gehen. Da das Gewicht eines schwimmenden Körpers gleich ist dem des verdrängten Wassers, so ist das Gewicht der mit Wasser gefüllten Kammer gar nicht von der Größe der Ladung des in derselben schwimmenden Schiffes abhängig, und es balanciren daher beide Kammern stets mit einander, wie groß auch die Ladung der Schiffe in denselben, und ob überhaupt in beiden oder nur in der einen Kammer ein Schiff enthalten sei. Um indessen die nöthige Kraft zur Ueberwindung der passiven Hindernisse zu erhalten, läßt man ein wenig Wasser aus der unteren Kammer auslaufen, und damit beim weiteren Aufsteigen

Digitized by Google

und Sinken der Kammer keine beſchleunigte Bewegung eintrete, wird noch ein Brems in Wirkſamkeit geſetzt, welcher in Verbindung mit der Radwelle ſteht, woran die Kammern hängen. Uebrigens ſind zur Ausgleichung der Kettengewichte noch beſondere Gegengewichtsketten an die Kammern angehangen (ſ. §. 172). Schiffsaufzüge.

Wenn die beweglichen Kammern nicht ſenkrecht auf- und niedergelaſſen werden können, ſo ſtellt man dieſelben auf Wagen, die man auf ſogenannten Rampen und mittels Dampfkraft fortſchafft. Eine ſolche Rampe mit beweglichen Schleuſenkammern iſt von Leſtie nach A. Thomſon's Plan auf dem Monkland-Canal bei Glasgow ausgeführt worden. Es iſt hier die Entfernung der Canalenden 960 Fuß engliſch und die Steighöhe 96 Fuß, das Gewicht eines mittels 20 Rädern auf einer Eiſenbahn von 7 Fuß Spurweite laufenden Wagens ſammt Kammer und Schiff 70 Tonnen. Einfacher iſt es natürlich noch, wenn man bei Anwendung einer ſchiefen Eiſenbahnebene die Schleuſenkammern ganz fallen läßt und die Schiffe unmittelbar auf die Wagen ſtellt. In dieſem Falle läßt man entweder die obere Canalſtrecke in eine Schleuſe auslaufen, innerhalb welcher das Aufſetzen des Schiffes auf den Wagen erfolgt, und welche zu entleeren iſt, bevor das Aufziehen oder Niederlaſſen des Wagens ſammt Schiff erfolgen kann, oder man begrenzt beide Canalenden durch die Gebirgsabhänge, worauf die Eiſenbahn ruht, weshalb zwiſchen beiden Canalſtrecken ein Scheitel herzuſtellen iſt, wenn derſelbe nicht ſchon vorhanden war. Die aus einem Längenprofile und einem Grundriſſe beſtehende Skizze eines ſolchen Schiffsaufzuges iſt in Fig. 619, I. und II. (a. f. S.) abgebildet. Die achträderigen Wagen *A* und *B*, welche zum Fortſchaffen der Schiffe *C* und *D* dienen, ſind durch ein Drahtſeil ohne Ende verbunden, welches auf der einen Seite um die Leitrolle *E* und auf der anderen Seite um die Rollen *F* und *G* und außerdem noch über die Rollen *H* und *K* am Scheitel, ſowie um die Trommel *L* gelegt iſt, welche mit der aus einer Dampfmaſchine oder einem Waſſerrade beſtehenden Umtriebsmaſchine in Verbindung ſteht. Wird dieſe Trommel durch die Umtriebskraft nach der einen oder der anderen Richtung umgedreht, ſo ſteigt natürlich entweder das eine Schiff empor und das andere nieder, oder umgekehrt, es geht das eine Schiff nieder und das andere aufwärts. Die großartigſten Schiffsaufzüge ſind in Nordamerika zu finden. Der Morris-Canal hat z. B. bei Philippsburg außer 25 gewöhnlichen Schleuſen noch 23 ſchiefe Ebenen, wodurch die Schiffe von 700 Centner Ladung nach und nach 1627 Fuß hoch hinab oder hinauf befördert werden.

Kleinere Schiffe oder Kähne kann man auch durch Krahne oder andere Aufzüge in ſenkrechter Richtung von einer Canalſtrecke auf eine andere fördern. Ein Beiſpiel dieſer Art bietet der Churprinzen-Canal bei Frei-

Digitized by Google

Schiffsauf-
züge.

berg dar, auf welchem die Erze von Churprinz-Erbstolln nach dem Hüttenwerke Halsbrücke geschifft werden. In dem sogenannten Hebehause werden die mit circa 50 Centner Erz beladenen Kähne aus dem Muldenflusse in die obere Canalstrecke 24 Fuß hoch gehoben und die hierzu angewendete Maschine besteht in der Hauptsache in einem durch eine Kurbel in Umdrehung zu setzenden Räderwerke und zwei Flaschenzügen, an welchen der Kahn mittels 20 Seilen angehangen ist.

Construction
der Schiffe.

§. 306. Die Hauptbestandtheile eines Schiffes sind der Kiel, der Vorder- und der Hintersteven, die Spanten, die Balkweger, die Deckbalken, das Deck, die Beplankung, das Ruder und die Masten. Der Kiel (franz. quille; engl. keel) und die Spanten (franz. courbes; engl. ribs, frames) sind mit dem Rückgrat und mit den Rippen eines auf dem Rücken liegenden menschlichen Körpers zu vergleichen. Der erstere ist ein starker, oft aus Stücken zusammengelaschter Balken, welcher sich längs der Mittellinie des Schiffsbodens erstreckt, und die letzteren sind krumme, aus mehreren Holzstücken zusammen-

Fig. 619.

Digitized by Google

geſetzte Sparren, welche die Querſchnitte des Schiffes begrenzen. Das untere oder ſogenannte Bauchſtück eines Spantes ruht in der Mitte auf dem Kiele. Die Spanten nehmen von dem ſogenannten Hauptſpanten (franz. maitre-couple; engl. mid-ship-frame) aus nach den beiden Schiffsenden zu immer mehr und mehr an Breite und Fülle ab. Sehr verſchieden iſt die Entfernung der Spanten von einander; bei Flußſchiffen iſt ſie 3 bis 4 Fuß, bei Seeſchiffen aber 1 Fuß und bei Kriegsſchiffen ſtehen die Spanten ſogar dicht neben einander. Die Steven (franz. étraves, étambots; engl. stems, prowposts, sternposts) bilden die aufgebogenen Enden des Kieles, und ſind daher auch die äußerſten Enden des Schiffes ſelbſt. Die ſogenannten Kantenſpanten, welche die Steven umfaſſen, werden nicht rechtwinkelig auf die Längenaxe des Schiffes, ſondern mehr oder weniger rechtwinkelig gegen die Steven gelegt. Die Deckbalken (franz. baux; engl. beams) ſind quer über das Schiff weg liegende Balken, und werden mittels der ſogenannten Balkweger mit den Spanten verbunden. Auf die Deckbalken kommt das Deck (franz. le pont; engl. the deck) zu liegen, welches aus Planken von $1\frac{1}{2}$ bis 4 Zoll Dicke und 4 bis 6 Zoll Breite zuſammengeſetzt wird. Bei Flußſchiffen bildet das Deck die oberſte Begrenzung des Schiffes; Seeſchiffe hingegen, welche tiefer gehen, erhalten noch Zwiſchendecke, wodurch das ganze Schiffsgebäude, wie ein gewöhnliches Wohngebäude, in Fluren oder Etagen abgetheilt wird.

Den nächſt wichtigſten Theil eines Schiffes bildet die Bekleidung oder Beplankung (franz. le bordage; engl. the plankings) deſſelben. Flußſchiffe werden zur Erzielung einer größeren Leichtigkeit nur außen, Seeſchiffe aber außen und innen bekleidet. Die Haupt- oder Außenplanken werden von außen auf die Spanten aufgenagelt, und mit ihren Enden in die Sponung oder rinnenförmigen Vertiefungen an den Seiten der Steven eingeſetzt. Die Fugen zwiſchen den Planken werden mit Werg ausgeſtopft oder kalfatert. Diejenigen Planken, welche den Vorder- und Hinterbug des Schiffes bilden, werden, damit ſie ſich beim Umbiegen um die Spanten fügen, vorher gedämpft, d. i. mehrere Stunden lang in einen mit Waſſerdampf angefüllten Kaſten geſteckt.

In Fig. 620 und 621 (a. f. S.) ſind die Hälften der Hauptquerſchnitte eines See- und eines Flußſchiffes abgebildet. Der Kiel *A* tritt nur bei dem Seeſchiffe in Fig. 620 beſonders hervor, bei dem Flußſchiffe in Fig 621 bildet er dagegen nur einen Theil der Beplankung. *BC* iſt in beiden Abbildungen der Hauptſpanten ſammt ſeiner Bekleidung. Ferner ſind in Fig. 620 *F*, *G*, *H* die Deckbalken ſammt ihren Decken, wodurch das Schiff in Etagen getheilt wird, zu ſehen. Das Flußſchiff, Fig. 621, hat dagegen nur eine Deckbalkenreihe *F*, und alſo

Digitized by Google

Conſtruction der Schiffe.

nur ein Deck, das ſogenannte Verdeck *K*. In beiden Abbildungen iſt endlich noch *L* die Brüſtung des Verdecks, die ſogenannte Reilings- oder Schanzbekleidung.

Fig. 620.

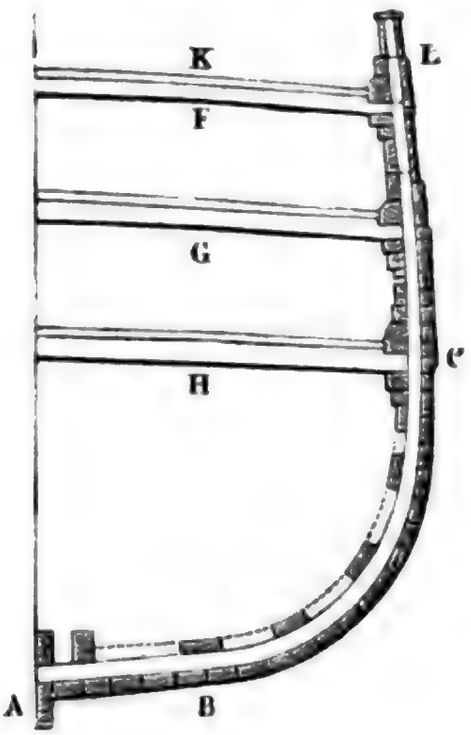
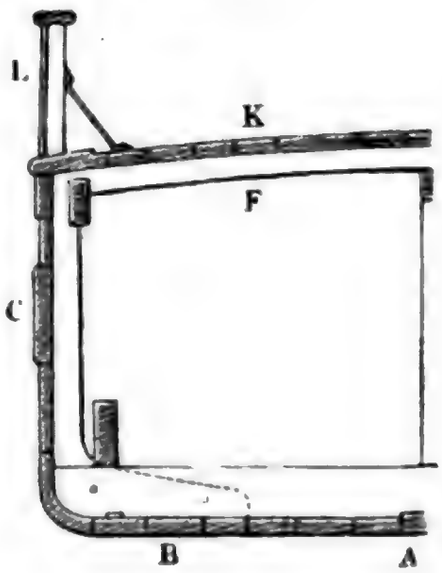


Fig. 621.



Eiſerne Schiffe, welche durch ihr kleineres Gewicht und durch ihre längere Dauer große Vorzüge vor den hölzernen haben, erhalten ein Gerippe aus Winkeleiſen und eine aus Blechtafeln von $^1/_2$ bis $^3/_4$ Zoll Stärke zuſammengenietete Bekleidung. Eiſerne Querwände aus Eiſenblech theilen dieſe Schiffe in mehrere gänzlich getrennte Räume, und es wird dadurch nicht allein die Stärke der Schiffe erhöht, ſondern auch die Gefahr des Unterſinkens derſelben, bei Entſtehung eines Lecks, vermindert. Durch ihre ſchlanke Geſtalt, welche man den eiſernen Schiffen geben kann, durchſchneiden dieſe Schiffe das Waſſer mit größerer Leichtigkeit als hölzerne Schiffe, und fahren daher auch unter übrigens gleichen Verhältniſſen ſchneller als dieſe.

§. 307. Das Ruder oder Steuer, Steuerruder (franz. gouvernail; engl. rudder), dient zum Steuern oder Regieren des Schiffes und hängt wie eine Thür in Angeln. Man unterſcheidet an ihm den Schaft, das Blatt, die Pinne, den Haken, die Fingerlinge und die Pfannen. Der Ruderſchaft oder das Rudherz iſt oben durch ein Loch, den ſogenannten Guker, in den Schiffsraum geführt, und trägt unten mehrere eiſerne Haken, die in die Oeſen oder ſogenannten Fingerlinge eingreifen, welche am Hinter- oder Achterſteven befeſtigt ſind. Um die Reibung der Haken in den Fingerlingen möglichſt herabzuziehen, iſt

Digitized by Google

einer von den Fingerlingen mit einer Pfanne verſehen, auf welcher die Endfläche des eingreifenden Hakens ruht, ſo daß dadurch das ganze Gewicht des Ruders von dieſer Pfanne aufgenommen wird und die übrigen Fingerlinge nur die Seitenkräfte aufzunehmen haben. Zur Drehung des Steuers dient die Pinne, ein durch das Kopfende des Steuerſchaftes geſteckter, oder auf irgend eine andere Weiſe mit demſelben verbundener Hebel. Dieſer Hebel läßt ſich nur bei kleinen Schiffen und Kähnen unmittelbar mit der Hand bewegen, bei größeren Schiffen iſt hingegen dazu ein beſonderes Steuerrad nothwendig, welches in einem gewöhnlichen Kreuzhaspel (ſ. II., §. 84) beſteht. Die Conſtruction eines Ruders iſt aus Fig. 622 und die ſeines Bewegungsmechanismus mittels des Steuerrades aus Fig. 623 zu erſehen. In Fig. 622 iſt *A B* der

Conſtruction der Schiffe.

Fig. 622.

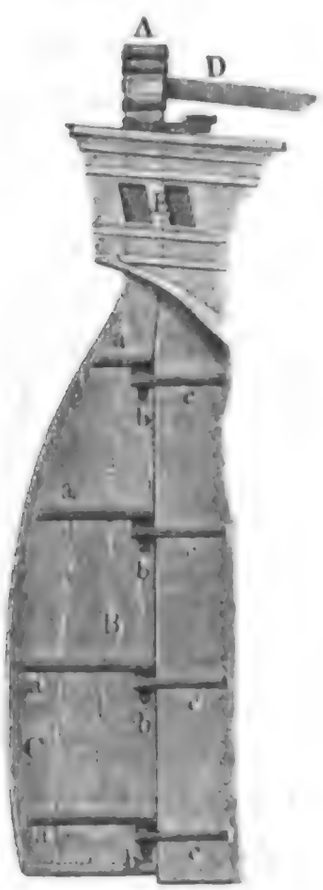
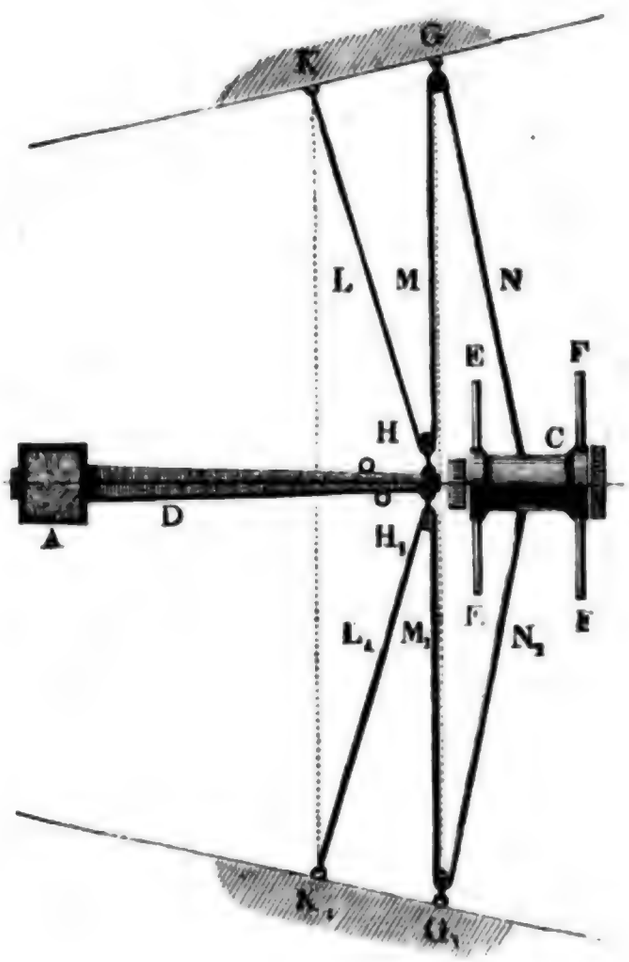


Fig. 623.



Ruderſchaft und *C* das Blatt, ferner ſind *a*, *a* . . die Angeln mit den Haken *b*, *b* . . und *c*, *c* . . die ſogenannten Fingerlinge; auch ſieht man in *E* den Hintertheil oder das Heck (den Spiegel) (franz. poupe; engl. stern) des Schiffes, ſowie in *D* ein Stück der Ruderpinne. Fig. 623 zeigt in *A* wieder den Schaft und in *D* die Pinne; ferner in *C* das Steuerrad mit ſeinen Spillen *E E* und *F F*, in *G* und G_1 Leitrollen an der Innenſeite des Schiffes, und in *L*, *M*, *N*, L_1, M_1, N_1 die Zugtaue,

Digitized by Google

Construction der Schiffe.

welche bei K und K_1 an die Schiffswand befestigt sind, und dazu dienen, das Ende $H H_1$ des Ruderhebels D mit dem Wellenumfange des Steuerrades zu verbinden. Es ist hiernach leicht zu ermessen, wie durch Umdrehung dieses Rades nach der einen oder der anderen Seite das Ruder nach rechts oder links gewendet werden kann. Uebrigens beträgt der Winkel, um welchen man auf diese Weise das Steuerruder rechts oder links wendet, nie über 42 Grad.

Die Besegelung oder Zutakelung eines Schiffes wird angewendet, um dasselbe entweder ganz oder theilweise durch die Kraft des Windes in Bewegung zu setzen. Dieser Theil der Zurüstung eines Schiffes besteht

1) aus dem Rundholz, den sogenannten Masten und Stengen,
2) aus dem Tau- und Takelwerk, und
3) aus den Segeln.

Je nachdem das Tauwerk zur Befestigung der Segel an die Masten und Stengen, oder zur Regierung und Richtung der Segel nach dem Curse und Wind dient, ist es entweder stehendes oder laufendes Tauwerk. Um endlich noch den Segeln die nöthige Spannung zu geben, werden die sogenannten Raaen, Gaffeln, Spieren und Leitern angewendet.

Kleinere Schiffe und Boote haben nur einen Mast (Mastbaum), größere Seeschiffe sind dagegen zwei- und dreimastig. Die letzteren Schiffe haben außerdem noch ein schief liegendes, über das Vorderende des Schiffes hinaus ragendes Rundholz, das sogenannte Bugspriet. Uebrigens unterscheidet man die drei Masten durch die Namen Fockmast, große Mast und Besanmast von einander, wobei man von vorn nach hinten zählt. Die Masten größerer Schiffe bestehen nicht aus einem einzigen Stücke, sondern werden noch durch besondere Stangen, die sogenannten Stengen, verlängert. Diese Stengen kommen an die Vorderseite der Masten zu liegen, und werden durch ein besonderes Stück Holz, das sogenannte Eselshoofd (Eselshaupt) gesteckt, welches am Ende eines Mastes festsitzt. Um an eine Stenge eine zweite ansetzen zu können, ist natürlich die erstere ebenfalls mit einem Eselshoofd auszurüsten. Masten und Stengen werden durch Taue unterstützt, wovon diejenigen, welche nach den Schiffsseiten herabgehen, Wanten, und die nach der Schiffsspitze herabgehenden Stage genannt werden.

Um die aus sogenanntem Segeltuche bestehenden Segel auszuspannen, und zu regieren, dienen die sogenannten Raaen, d. i. quer am Maste hängende Rundhölzer, sowie verschiedene Taue, die sogenannten Schoten, Halsen, Brassen u. s. w. Zum Spannen der Seile werden vorzüglich die sogenannten Blöcke (Rollen) und ihre Verbindungen zu sogenannten Takeln (Flaschenzügen, s. III., §. 209) verwendet.

Digitized by Google

Anmerkung 1. Zur vollständigen Ausrüstung gehört endlich noch eine Ankerwinde mit dem Ankertau oder, nach Befinden, der Ankerkette und dem Anker selbst. Die erstere besteht sehr gewöhnlich in einer stehenden Welle und ähnelt der in II., §. 85, Fig. 168 abgebildeten Erdwinde. Was die Anker anlangt, so bestehen dieselben aus der Ankerruthe, den Ankerarmen und dem Ankerstocke. Die Arme oder Flügel des Ankers sind die bogenförmigen Ausläufe desselben, womit er sich in den Boden einwühlt. Der Ankerstock bildet ein langes Querstück am anderen Ende des Ankers, welches rechtwinkelig gegen die Ankerebene steht, und sich beim Auswerfen des Ankers flach auf den Grund legt. Construction der Schiffe.

Anmerkung 2. Die Abbildung eines Segelschiffes, welches bei der Mersey-Irwell-Canalschifffahrt gebraucht wird, führt Fig. 624 vor Augen. Ein solches Schiff

Fig. 624.

ist 60 Fuß lang und 12 Fuß breit und hat nur 5 Fuß Tiefgang, bei einer Ladung von 60 Tonnen. Man sieht in *A A* den Schiffskörper, in *B* das Steuer, in *C D* den um eine Axe *C* drehbaren Mastbaum, ferner in *E* die Schiffswinde, in *F*

Digitized by Google

Conſtruction der Schiffe.

den Takel und in *G* das Tau zum Aufrichten des Maſtes, deſſen geneigte Lage durch C_1, D_1, G_1 in punktirten Linien angedeutet wird. Der Maſt iſt noch durch die Stenge *H* verlängert, und das hintere Segel *K* wird durch die beiden Raaen *M* und *N*, dagegen das Vorderſegel *L* nur mittels eines Seiles gerichtet und geſpannt. Noch ſieht man in *O* eine kleine Kajüte und in *P* die ſogenannte Schiffsluke (franz. écoutille; engl. hatch-way), d. i. eine Oeffnung in dem Verdeck, durch welche man die Güter in den inneren Schiffsraum herabläßt, oder nach Befinden in denſelben hinabſteigt.

Schiffsriſſe.

§. 308. Die Schiffsform iſt ein weſentlich wichtiger Gegenſtand des Schiffsbaues, da von derſelben vorzüglich die Kraft zum Fortbewegen und alſo auch die Geſchwindigkeit des Schiffes abhängt. Es iſt aus der Hydraulik bekannt, daß der Widerſtand eines im Waſſer bewegten Körpers vorzüglich von der Geſtalt der vorderen und der hinteren Begrenzung deſſelben abhängt, und daß derſelbe um ſo kleiner ausfällt, je ſchärfer dieſe Begrenzungen ſind und je abgerundeter die ganze eingetauchte Oberfläche des Schiffes iſt. Sind dagegen die äußerſten Begrenzungen des eingetauchten Schiffskörpers ſtumpf, und enthält die Schiffsoberfläche wenig abgerundete Ecken oder Kanten, oder überhaupt ſtark gekrümmte Stellen, ſo wird das Waſſer durch das bewegte Schiff nicht allein in ſtarke, ſondern auch in wirbelnde Bewegungen verſetzt, wodurch der Widerſtand deſſelben zu einer großen Höhe anwächſt. Speciellere Regeln über die vortheilhafteſten Schiffsformen laſſen ſich aus der Theorie nicht ableiten, man muß ſich daher bei Conſtruction der Schiffskörper vorzüglich von der Erfahrung leiten laſſen. Solchen Conſtructionen müſſen natürlich gute Zeichnungen von Schiffsgefäßen zu Grunde gelegt werden.

Dieſe Zeichnungen oder Riſſe werden vorzüglich nach den drei Hauptdimenſionen des Raumes, nämlich

1) nach Horizontalſchnitten,
2) nach vertikalen Längen-, und
3) nach vertikalen Querſchnitten entworfen.

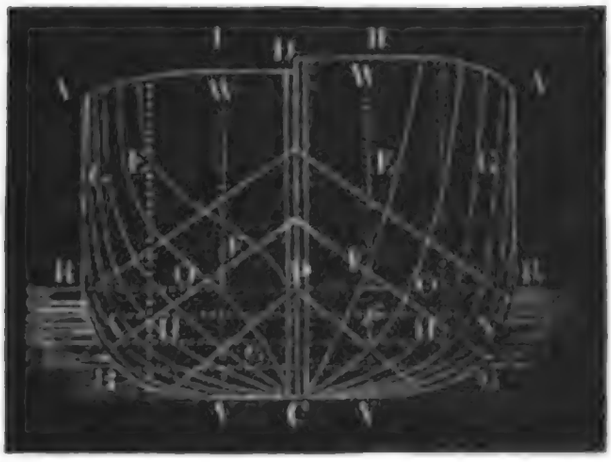
Die Horizontalſchnitte geben auf der äußeren Begrenzung des Schiffes die ſogenannten Waſſerlinien an, von welchen diejenige, welche die Schwimmebene des belaſteten Schiffes begrenzt, die geladene, und diejenige, welche die Schwimmebene des leeren Schiffes umſchließt, die leere Waſſerlinie genannt wird. Man trägt die in gleichen Höhen über einander liegenden Waſſerlinien in den Grundriß, ferner die in gleichen Abſtänden von einander angenommenen Längenſchnitte des Schiffes in das Längen- und die in gleichen Abſtänden von einander gelegten Querſchnitte in die Querprofile des Vorder- und Hinterſchiffes ein. Solche mit einem Syſteme von Querſchnitten (Spanten) verſehenen Querprofile eines Schiffskörpers bilden den ſogenannten Spantenriß deſſelben. Außer dieſen Profilen fertigt man aber auch noch ſogenannte Sentenriſſe an.

Digitized by Google

Einen solchen Riß erhält man dadurch, daß man einen Längenschnitt durch das Schiff führt, welcher so viel wie möglich von einem und demselben Plankengang, oder einer statt desselben aufgenagelten Latte, der sogenannten Sente, begrenzt wird. Da das ganze Schiff in Hinsicht auf den mittleren Längenschnitt symmetrisch ist, so genügt es natürlich, wenn man die Wasserlinien, Längenschnitte, sowie die Spanten- und Sentenrisse nur von der einen Schiffshälfte entwirft. Schiffsrisse.

Bei der Anfertigung dieser Risse beginnt man mit dem Entwurf der beiden Spantenrisse AC, I. und II., Fig. 625. Die verschiedenen Spantenlinien dieser Risse fertigt man dergestalt an, daß man zuerst den Hauptspanten ABC, dann einen Vorder- oder Hinterspanten EFC, hierauf einen Mittelspanten GHC nach dem Augenmaße entwirft, und nun in die Räume zwischen je zwei dieser drei Spantenlinien die übrigen Spanten einzeichnet. Dieses Einzeichnen wird aber nicht ganz willkürlich bewirkt, sondern man bedient sich hierbei der Methode des Interpolirens. Zu diesem Zwecke legt man eine Sente BF möglichst rechtwinkelig gegen die sogenannte Kimmung B des Schiffes, und mit ihr einige andere Senten, parallel, und bestimmt nun mittels bekannter Interpolationsregeln aus den gegebenen Durchschnitten B, H, F zwischen einer Sente und den zuerst aufgezeichneten drei Spantenlinien noch andere Durchschnitte, wie N, O u. s. w. derselben Sente mit den zwischen einzuzeichnenden Spantenlinien CN, CO u. s. w. Hat man auf diese Weise sowohl den Spantenriß I. des Hinter- als auch den Spantenriß II. des Vorderschiffes entworfen, so lassen sich auch leicht die übrigen Durchschnitte des Schiffes aufzeichnen. In dieser Absicht giebt man sich zunächst die Horizontale RR an, welche die geladene Wasserlinie vorstellt, theilt die Schwimmtiefe CP in gleiche Theile und führt durch die Theilpunkte andere Horizontalen oder Schwimmlinien. Diese Horizontalen schneiden die Spanten in einer Menge von Punkten, welche sämmtlich in der äußeren Begrenzung des Schiffes liegen. Theilt man nun in den Grundrissen PRS und PRT, Fig. 626 (a. f. S.), der beiden Schiffstheile I. und II. die Längen PS und PT in gleiche Theile, und führt man durch die Theilpunkte 1, 2, 3 u. s. w. Parallelen zur Breite PR, so stellen diese die Spanten im Grundrisse vor, und es lassen sich nun die

Fig. 625.



Digitized by Google

Schiffsriſſe.

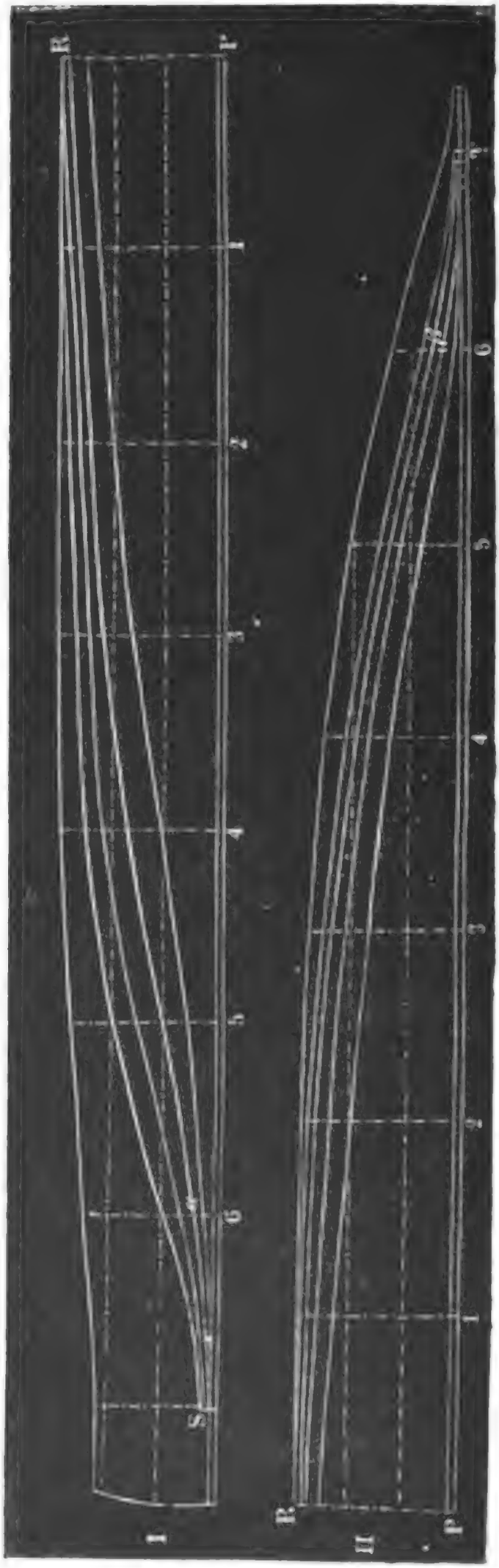


Fig. 626.

gefundenen Durchſchnittspunkte α, β .. der Waſſerlinien im Spantenriſſe auch in dem Grundriſſe angeben. Verbindet man endlich im Grundriſſe diejenigen Punkte, welche in einem und demſelben Horizontalſchnitte RR, BB u. ſ. w. liegen, durch einen Zug, ſo erhält man dadurch die entſprechende Waſſerlinie in ihrer wahren Geſtalt. Führt man ebenſo im Spantenriſſe Vertikalen VW u. ſ. w., ſo ſchneiden dieſelben die Spanten in anderen Punkten, mit Hülfe welcher ſich auf gleiche Weiſe im Längenprofile des Schiffes vertikale Längenſchnitte deſſelben verzeichnen laſſen.

Schiffsformen.

§. 309. Bei der im Vorſtehenden beſchriebenen Aufzeichnung des Schiffskörpers iſt natürlich nicht bloß auf die Größe, ſondern auch auf die Beſtimmung des Schiffes Rückſicht zu nehmen. Die Geſtalt des Hauptſpantens und die der geladenen Waſſerlinie geben hierbei das Hauptanhalten. Die Seeſchiffe müſſen dem Andrange hoher Wellen widerſtehen können, deshalb erhalten ſie eine größere Breite und mehr abgerundete Spanten; Fluß-

Digitized by Google

ſchiffen giebt man kleinere Breiten, damit ſie das Waſſer leicht durchſchneiden, und mehr rectanguläre Spantenformen, damit ſie keinen großen Tiefgang haben. Gewöhnlich iſt das Verhältniß der größten Schiffsbreite zur ganzen Schiffslänge: Schiffsformen.

bei Seeſegelſchiffen . . . . = $1/4$,
bei Seedampfſchiffen . . . . = $1/6$, und
bei Flußdampfſchiffen . . . . = $1/8$;

ferner das Verhältniß der größten Schiffshöhe zur Schiffsbreite:

bei Seeſchiffen . . . . . = $2/3$, und
bei Flußſchiffen . . . . . = $1/2$;

endlich das Verhältniß der größten Eintauchung zur größten Schiffsbreite:

bei Seeſchiffen . . . . . = $2/5$, und
bei Flußſchiffen . . . . . = $1/5$.

Ein Anhalten bei Beurtheilung der Abrundung und Zuſchärfung der Schiffsformen geben noch die ſogenannten Völligkeitscoefficienten, oder die Verhältniſſe der Inhalte der Hauptquerſchnitte des Schiffes zu denen der ſie umſchließenden Rechtecke, ſowie das Verhältniß des Volumens des eingetauchten Schiffraumes zu dem des denſelben umſchließenden Parallelepipedes.

Iſt a der Tiefgang, b die größte Breite und l die größte Länge des eingetauchten Schiffstheiles, ferner F der Inhalt des eingetauchten Theiles des Hauptſpantens, G der Inhalt der Schwimmfläche oder des von der geladenen Waſſerlinie begrenzten Raumes, und V das Volumen des verdrängten Waſſers, ſo hat man:

$$\alpha = \frac{F}{a\,b} = 0{,}82 \text{ bis } 0{,}92,$$

$$\lambda = \frac{G}{b\,l} = 0{,}80 \text{ bis } 0{,}65,$$

$$\varphi = \frac{V}{a\,b\,l} = 0{,}60 \text{ bis } 0{,}45,$$

und zwar erſtere Verhältniſſe bei See- und letztere bei Flußſchiffen.

Zur Beurtheilung des Tragvermögens und der Stabilität eines Schiffes iſt nöthig, daß man eine möglichſt genaue Beſtimmung der Inhalte ſeiner Schnitte vornehme und hiernach wieder den Inhalt des verdrängten Waſſers, ſowie die Lage ſeines Schwerpunktes beſtimme. Hierzu reichen die in I., §. 118 angegebenen Formeln

1) $V = (F_0 + 4\,F_1 + 2\,F_2 + \cdots + 4\,F_{n-1} + F_n)\,\frac{h}{3\,n}$ und

2) $y = \frac{0.F_0 + 1.4F_1 + 2.2F_2 + 3.4F_3 + \cdots + (n-1)\,4F_{n-1} + nF_n}{F_0 + 4\,F_1 + 2\,F_2 + 4\,F_3 + \cdots + 4\,F_{n-1} + F_n}\,\frac{h}{6}$

Schiffsformen.

aus, wenn man darin unter h die in n gleiche Theile getheilte Höhe oder Länge, unter F_0, F_1, F_2 .. F_n die durch die Theilpunkte 0, 1, 2 .. n gelegten Querſchnitte eines Körpers verſteht, und V das Volumen dieſes Körpers, ſowie y den Abſtand ſeines Schwerpunktes von der Grundfläche oder nullten Schnittfläche (F_0) bezeichnet.

Wir können in dieſen beiden Formeln einmal ſtatt h die Waſſertracht (a) oder die Tiefe der Eintauchung, und ſtatt F_0, F_1 .. F_n die Inhalte der Horizontalſchnitte oder die von den Waſſerlinien begrenzten Flächenräume, von unten nach oben gerechnet, und das andere Mal ſtatt h die Länge (l) der geladenen Waſſerlinie und ſtatt F_0, F_1 .. F_n die Inhalte der vertikalen Querſchnitte (Spanten) einſetzen, und bekommen dann in beiden Fällen durch die Formel (1) das Volumen V des verdrängten Waſſers, in dem erſten Falle durch die Formel (2) den Abſtand (y) des Schwerpunktes des Schiffes von dem Kiele, und im zweiten Falle durch die zweite Formel den horizontalen Abſtand (y) dieſes Schwerpunktes von dem als Nullpunkt angenommenen Schiffsende.

Was die Beſtimmung der Schnittflächen F_0, F_1 .. F_n anlangt, ſo iſt dieſelbe ebenfalls durch Formel (1) zu vollziehen, wenn man darin ſtatt h die Länge oder Höhe der Schnittfläche, und ſtatt F_0, F_1 .. F_n die in gleichen Abſtänden von einander abgenommenen Breiten einer ſolchen Fläche einſetzt.

Uebrigens liegt der Schwerpunkt des Waſſerraumes in dem vertikalen Hauptlängenſchnitt des Schiffes. Der Auftrieb $V\gamma$ des Schiffes (ſiehe I., §. 307) iſt $= Q + Q_1 + Q_2$, wenn:

Q die Größe der Schiffsladung (Laſtigkeit),

Q_1 das Gewicht des leeren Schiffes und

Q_2 das Gewicht des Treibapparates, der Dampfmaſchine ſammt Keſſel u. ſ. w. bezeichnen.

Die Stabilität des Schiffes fordert, daß man ſowohl den Schwerpunkt von Q als auch den von Q_1 und den von Q_2 nicht allein in den vertikalen Hauptlängenſchnitt des Schiffes, ſondern auch ſo tief wie möglich lege. Auch iſt es natürlich nöthig, daß der Schwerpunkt des ganzen Schiffes ($Q + Q_1 + Q_2$) von dem Schiffsende ebenſo viel abſtehe als der Schwerpunkt des Auftriebes $V\gamma$. Sind die Abſtände der Schwerpunkte der Gewichte Q, Q_1, Q_2 und der Kraft $V\gamma$, von dem Schiffsende der Reihe nach x, x_1, y und z, ſo haben wir hiernach:

$$Q\,x + Q_1\,x_1 + Q_2\,y = V\,z\,\gamma$$

zu ſetzen, ſo daß ſich hiernach die Ordinate des Schwerpunktes der Schiffsmaſchine:

$$x_1 = \frac{V\,z\,\gamma - Q\,x - Q_2\,y}{Q_1}$$

beſtimmen läßt.

Digitized by Google

§. 310. Die Größe (S) der Stabilität eines Schiffes iſt in I., §. 312 durch die Formel: Stabilität der Schiffe.

$$S = \left(\frac{b^2}{12F} + e\right) P\varphi$$

ausgedrückt worden, worin b die Breite des Schiffes in der Schwimmebene, F den Inhalt des vertikalen Querſchnittes des verdrängten Waſſers, e die Höhe des Schwerpunktes des Schiffes über dem des verdrängten Waſſers, P den Auftrieb $V\gamma = Fl\gamma$ und φ die Neigung des Schiffes nach der einen oder der anderen Seite bezeichnen. Dieſe Formel iſt nur für ein prismatiſches Schiff entwickelt worden; da aber der Querſchnitt F nach den Schiffsenden zu immer kleiner und kleiner wird, ſo läßt ſie ſich unmittelbar nur auf kurze Stücke anwenden, deren Querſchnitte als unveränderlich angeſehen werden können. Sind nun $l_0, l_1, l_2 \ldots$ die Längen, $b_0, b_1, b_2 \ldots$ die oberen Breiten, $F_0, F_1, F_2 \ldots$ die Querſchnitte, V_0, V_1, V_2 . . die Volumina und e_0, e_1, e_2 . . die Tiefen der Schwerpunkte dieſer Stücke unter dem Schwerpunkte des ganzen Schiffes, ſo haben wir die entſprechenden Stabilitäten:

$$S_0 = \left(\frac{l_0 b_0^3}{12} - V_0 e_0\right) \varphi\gamma.$$

$$S_1 = \left(\frac{l_1 b_1^3}{12} - V_1 e_1\right) \varphi\gamma,$$

$$S_2 = \left(\frac{l_2 b_2^3}{12} - V_2 e_2\right) \varphi\gamma \text{ u. ſ. w.}$$

und daher die Stabilität des ganzen Schiffes:

$$S = S_0 + S_1 + S_2 + \cdots$$

$$= \left(\frac{1}{12}(l_0 b_0^3 + l_1 b_1^3 + l_2 b_2^3 + \cdots) - (V_0 e_0 + V_1 e_1 + V_2 e_2 + \cdots)\right) \varphi\gamma,$$

oder, da:

$$\frac{1}{12}(l_0 b_0^3 + l_1 b_1^3 + l_2 b_2^3 + \cdots) = \frac{1}{3} \Sigma \left[b l \left(\frac{b}{2}\right)^2\right]$$

gleich dem Trägheitsmomente J der Schwimmfläche in Hinſicht auf die Längenaxe des Schiffes, und

$$V_0 e_0 + V_1 e_1 + V_2 e_2 + \cdots$$

das Moment des ganzen verdrängten Waſſervolumens V oder das Product aus dieſem Raume und dem Abſtande e ſeines Schwerpunktes von dem des ganzen Schiffes iſt:

$$S = (J - Ve)\varphi\gamma.$$

Damit das Schiff Stabilität beſitze, muß natürlich

$$J > Ve$$

ſein.

Digitized by Google

Stabilität der Schiffe.

Wird das Schiff durch den Windstoß oder durch irgend eine Ursache aus seiner Gleichgewichtslage gebracht, so nimmt es eine schwingende Bewegung an, welche sich nach der Theorie des Pendels beurtheilen läßt. Diese pendelnden Bewegungen bestehen entweder in einem Auf- und Niedersteigen, oder in einem Schwanken nach der einen oder anderen Seite des Schiffes, oder in einem Schwanken um die horizontale Queraxe des Schiffes; die erstere Bewegungsweise läßt sich mit dem Namen Steigen bezeichnen, die zweite wird in der Schiffssprache Schlingern, und die letzte Stampfen des Schiffes genannt (s. §. 290). Die Schwingungszeiten dieser Bewegungen lassen sich sämmtlich durch den in I., Anhang, §. 2 *) gefundenen Ausdruck:

$$t = \frac{\pi}{\sqrt{\mu}},$$

in welchem:

$$\mu = \frac{p}{x},$$

oder das Verhältniß der Acceleration p zu dem zurückgelegten Weg x bezeichnet, bestimmen.

Wenn sich der Schwerpunkt des Schiffes um den Weg x senkrecht niederbewegt, so ist bei dem Inhalte G der Schwimmfläche der entsprechende Zuwachs des Auftriebes oder die bewegende Kraft:

$$P = G x \gamma;$$

und hat nun noch das Schiff die Masse $M = \frac{V\gamma}{g}$, so folgt die Acceleration der schwingenden Bewegung des Schiffes in vertikaler Richtung:

$$p = \frac{P}{M} = \frac{G x \gamma}{M},$$

daher:

$$\mu = \frac{p}{x} = \frac{G\gamma}{M},$$

und endlich die Schwingungszeit des Steigens:

$$t = \frac{\pi}{\sqrt{\mu}} = \pi\sqrt{\frac{M}{G\gamma}} = \pi\sqrt{\frac{V}{Gg}},$$

oder, wenn man noch $V = \varphi a b l$ und $G = \lambda b l$ setzt:

$$t = \pi\sqrt{\frac{\varphi}{\lambda}\cdot\frac{a}{g}}.$$

Die Schwingungszeiten des Schlingerns und Stampfens des Schiffes

Digitized by Google

ſind einfach nach der Theorie des materiellen Pendels (I., §. 267) zu beſtimmen. Es iſt dieſe Zeit:

$$= \pi \sqrt{\frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{Statiſches Moment}}}.$$

Iſt folglich $\frac{T_1 \gamma}{g}$ das Trägheitsmoment des Schiffes in Hinſicht auf ſeine Längenaxe durch den Schwerpunkt deſſelben, und J das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Hinſicht auf ihre Längenaxe, alſo $(J - Ve)\gamma$ das ſtatiſche Moment des Schiffes, ſo hat man die Schwingungszeit des Schlingerns:

$$t_1 = \pi \sqrt{\frac{T_1}{g(J - Ve)}},$$

und bezeichnet dagegen T_2 das Trägheitsmoment des Schiffes in Hinſicht auf ſeine Queraxe durch den Schwerpunkt, und J_1 das Trägheitsmoment der Schwimmfläche G in Hinſicht auf ihre Queraxe, ſo hat man die Schwingungszeit des Stampfens:

$$t_2 = \pi \sqrt{\frac{T_2}{g(J_1 - Ve)}}.$$

Beiſpiel. Die Form eines Flußdampfſchiffes iſt durch die in folgender Tabelle enthaltenen Coordinaten gegeben, wobei die Schiffslänge = 20 und die halbe Schiffsbreite = 1000 geſetzt, der Abſciſſenanfangspunkt am hinteren Schiffsende angenommen worden iſt, und die Abſciſſenaxe die Richtung des Kieles hat; man ſoll die Laſtigkeit dieſes Schiffes und ſeine Stabilitätsverhältniſſe u. ſ. w. ausmitteln.

Hinterſchiff.					Vorderſchiff.				
Abſciſſen.	Ordinaten der Waſſerlinien.				Abſciſſen.	Ordinaten der Waſſerlinien.			
	I.	II.	III.	Verdeck		I.	II.	III.	Verdeck
0	30	30	30	800	10	830	910	960	1000
1	45	100	165	850	11	810	910	950	990
2	120	230	390	900	12	760	870	930	990
3	240	400	600	930	13	680	810	870	960
4	380	590	750	930	14	570	700	780	930
5	520	700	825	970	15	440	570	650	860
6	630	790	880	990	16	310	420	500	770
7	730	840	910	990	17	200	270	340	640
8	790	880	940	990	18	110	150	200	480
9	830	910	960	1000	19	30	40	60	270
10	830	910	960	1000	20	—	—	—	30

Digitized by Google

Stabilität der Schiffe.

Der Inhalt G_0 der nullten oder unterſten Waſſerlinie iſt = Null zu ſetzen, der der erſten Waſſerlinie aber:

$$G_1 = [30 + 4\,(45 + 240 + 520 + \cdots + 30) + 2\,(120 + 380 + 630 + \cdots + 110)]\,\frac{bl}{60000}$$
$$= 0{,}452\; bl,$$

ferner der der folgenden:

$$G_2 = [30 + 4\,(100 + 400 + \cdots + 40) + 2\,(230 + 590 + \cdots + 150)]\,\frac{bl}{60000}$$
$$= 0{,}557\; bl,$$

und der der oberſten oder geladenen Waſſerlinie:

$$G_3 = [30 + 4\,(165 + \cdots + 60) + 2\,(390 + \cdots + 200)]\,\frac{bl}{60000}$$
$$= 0{,}663\; bl.$$

Hieraus folgt das Volumen des verdrängten Waſſers (ſiehe »Ingenieur« Seite 254):

$$V = [G_0 + 3\,(G_1 + G_2) + G_3]\,\frac{a}{8} = (0 + 3\,.\,1{,}009 + 0{,}663)\,\frac{abl}{8} = 0{,}461\; abl.$$

Die Inhalte der Querſchnitte der Spanten beſtimmen ſich ebenfalls durch Formel:

$$F = (y_0 + 3\,(y_1 + y_2) + y_3)\,\frac{a}{8},$$

und es iſt hiernach:

$$F_0 = (0 + 3\,.\,\;60 + \;\;30)\,\frac{ab}{8000} = 0{,}026\; ab,$$

$$F_1 = (0 + 3\,.\,145 + 165)\,\frac{ab}{8000} = 0{,}075\; ab,$$

$$F_2 = (0 + 3\,.\,350 + 390)\,\frac{ab}{8000} = 0{,}180\; ab,$$

$$F_3 = (0 + 3\,.\,640 + 600)\,\frac{ab}{8000} = 0{,}315\; ab,$$

und es folgt ſo weiter:

$F_4 = 0{,}457\; ab$, $F_5 = 0{,}561\; ab$, $F_6 = 0{,}642\; ab$, $F_7 = 0{,}703\; ab$,
$F_8 = 0{,}744\; ab$, $F_9 = 0{,}772\; ab$, $F_{10} = 0{,}773\; ab$, $F_{11} = 0{,}764\; ab$,
$F_{12} = 0{,}728\; ab$, $F_{13} = 0{,}667\; ab$, $F_{14} = 0{,}624\; ab$, $F_{15} = 0{,}460\; ab$,
$F_{16} = 0{,}336\; ab$, $F_{17} = 0{,}219\; ab$, $F_{18} = 0{,}122\; ab$, $F_{19} = 0{,}034\; ab$,
$F_{20} = 0$.

Mit Hülfe der Formel:

$$V = [F_0 + 4\,(F_1 + F_3 + \cdots + F_{19}) + 2\,(F_2 + F_4 + \cdots + F_{18}) + F_{20}]\,\frac{l}{60}$$

ergiebt ſich hiernach das Waſſervolumen:

$$V = 0{,}459\; abl,$$

und nimmt man nun aus beiden Werthen das Mittel, ſo erhält man:

$$V = 0{,}460\; abl.$$

Wäre die abſolute Länge dieſes Waſſerraumes: $l = 200$ Fuß, die größte Breite deſſelben: $b = \frac{l}{6} = \frac{100}{3}$, und ſeine Tiefe $a = \frac{b}{5} = \frac{20}{3}$ Fuß, ſo hätte man das ganze Waſſervolumen:

$$V = 0{,}460\;.\;\frac{20\;.\;100\;.\;200}{3\;.\;3} = 20444 \text{ Cubikfuß},$$

Digitized by Google

und folglich die ganze Tragkraft des Schiffes:

$$Q + Q_1 + Q_2 = V\gamma = 20444 \,.\, 66 = 1349304 \text{ Pfund.}$$

Der Angriffspunkt dieſer Kraft liegt über dem Schiffskiel um

$$z = \frac{(0 \,.\, G_0 + 1 \,.\, 3\,G_1 + 2 \,.\, 3\,G_2 + 3 \,.\, G_3)}{1\,G_0 + 3\,G_1 + 3\,G_2 + G_3}\,\frac{a}{3}$$

$$= \frac{3 \,.\, 0{,}452 + 6 \,.\, 0{,}557 + 3 \,.\, 0{,}663}{0 + 3 \,.\, 0{,}452 + 3 \,.\, 0{,}557 + 0{,}663} \cdot \frac{a}{3} = \frac{2{,}229}{3{,}690}\,\frac{a}{3} = 0{,}602\,a = 4{,}01 \text{ Fuß,}$$

und vom Schiffsende in horizontaler Richtung ab:

$$s = \frac{0 \,.\, 1 \,.\, F_0 + 1 \,.\, 4\,F_1 + 2 \,.\, 2\,F_2 + 3 \,.\, 4\,F_3 + \cdots + 19 \,.\, 4\,F_{19} + 20\,F_{20}}{1 \,.\, F_0 + 4\,F_1 + 2\,F_2 + 4\,F_3 + \cdots + 4\,F_{19} + F_{20}}\,\frac{l}{20}$$

$$= 0{,}483\,l = 96{,}6 \text{ Fuß.}$$

Das Trägheitsmoment der Schwimmfläche in Beziehung auf ihre Längenare iſt:

$$J = [30^3 + 4\,(165^3 + 600^3 + \cdots) + 2\,(390^3 + 750^3 + \cdots)] \cdot \frac{2\,(\frac{1}{2}\,b)^3\,l}{3 \,.\, 60 \,.\, 1000000000}$$

$$= 0{,}0355\,b^3\,l;$$

und daher die Bedingung der Stabilität des Schiffes:

$$Ve < J, \text{ oder } e < \frac{J}{V}, \text{ d. i.}$$

$$e < \frac{0{,}0355\,b^3\,l}{0{,}461\,a\,b\,l} \text{ oder } < 0{,}077\,\frac{b^2}{a}.$$

Wenn alſo der Schwerpunkt des ganzen Schiffes noch nicht

$$0{,}077\,\frac{b^2}{a} = 0{,}077 \,.\, \frac{500}{3} = 12{,}83 \text{ Fuß}$$

über dem des verdrängten Waſſers, alſo noch nicht 16,84 Fuß über dem Schiffskiel liegt, beſitzt das Schiff Stabilität.

Die Zeit der Schwingungen dieſes Schiffes in vertikaler Richtung iſt:

$$t = \pi\sqrt{\frac{\varphi}{\lambda}\,\frac{a}{g}} = \pi\sqrt{\frac{0{,}460}{0{,}663} \cdot \frac{20}{3 \,.\, 31{,}25}} = \pi\sqrt{\frac{9{,}2}{1{,}989 \,.\, 31{,}25}} = 1{,}208 \text{ Sec.}$$

Wäre das Trägheitsmoment des ganzen Schiffes in Hinſicht auf ſeine horizontale Längenare durch den Schwerpunkt: $T_1\,\gamma = 20444 \,.\, 100\,\gamma$, und die Höhe des Schiffsſchwerpunktes über dem des verdrängten Waſſers: $e = 8$ Fuß, ſo würde die Zeit einer Schwingung um die genannte Are, oder die des ſogenannten Schlingerns:

$$t_1 = \pi\sqrt{\frac{T_1}{g\,(J - Ve)}} = \pi\sqrt{\frac{20444 \,.\, 100}{31{,}25\left[0{,}0355 \,.\, \left(\frac{100}{3}\right)^4 \,.\, 200 - 20444 \,.\, 8\right]}}$$

$$= \pi\sqrt{\frac{2044400}{31{,}25\,(262963 - 163532)}} = 2{,}549 \text{ Sec}$$

betragen.

Digitized by Google

Widerstand des Wassers.

§. 311. Der Widerstand W bei der Bewegung eines Schiffes im stillstehenden Wasser ist durch die (aus I., §. 429) bekannte Formel:

$$W = \xi \frac{v^2}{2g} F\gamma,$$

in welcher F den Hauptquerschnitt des Schiffes, v die Geschwindigkeit desselben, ξ den sogenannten Widerstandscoefficienten u. s. w. bezeichnen, zu bestimmen. Steht das Wasser, in welchem sich das Schiff bewegt, nicht still, sondern läuft es dem Schiffe mit der Geschwindigkeit c entgegen, so hat man:

$$W = \xi \frac{(v+w)^2}{2g} F\gamma,$$

und fließt es dagegen in der Richtung des Schiffes mit der Geschwindigkeit w fort, so ist:

$$W = \xi \frac{(v-w)^2}{2g} F\gamma$$

zu setzen.

Dieser Widerstand geht theils aus dem Aufstauen des ausweichenden Wassers vor dem Schiffe, theils aus der Senkung des zufließenden Wassers hinter dem Schiffe und theils auch aus der Reibung des Wassers an der Schiffsoberfläche hervor, und hängt daher auch noch vorzüglich von der Form des Schiffes ab. Sind die Vorder- und Hintertheile eines Schiffes hinreichend zugespitzt und an den Stellen, wo sie sich an das Mittelschiff anschließen, sehr gut abgerundet, so geht das Fortschieben und Wiederzusammenfließen des Wassers fast ohne alle wirbelnde Bewegungen desselben vor sich, und es wird dann die Kraft, welche das Aufstauen des Wassers vom Schiffsvordertheil in Anspruch nimmt, durch den Druck des Wassers am Schiffshintertheil fast wieder ersetzt, folglich das hauptsächlichste Hinderniß der Bewegung des Schiffes nur in der Ueberwindung der Reibung des Wassers bestehen. In diesem Falle sinkt der entsprechende Widerstandscoefficient ξ bis auf 0,05 bis 0,10, während er bei einem prismatischen Schiffe ohne alle Zuspitzung circa 1,1 beträgt. Nach Campaignac's Versuchen an Dampfschiffen auf dem Meere (siehe dessen Traité sur l'état actuel [1842] de la marine à vapeur) ist im Mittel $\xi = 0{,}0755$ zu nehmen.

Bei Segelschiffen, sowie auch bei Kähnen, ist die Zuspitzung der Schiffsenden, und die Abrundung an den Seiten weniger vollkommen, so daß hier sich ξ auf 0,2 bis 0,45 steigert.

Diese Coefficienten fallen noch größer aus, wenn sich das Schiff in einem engen Canale bewegt, dessen Querschnitt F_1 (nach Du Buat) nicht mindestens $6\frac{1}{2}$ mal so groß ist als der Querschnitt F des Schiffes. In diesem Falle kann das Wasser nicht ungehindert zur Seite des Schiffes

Digitized by Google

ausweichen; es ſtaut ſich deshalb daſſelbe vor dem Schiffe höher auf, als wenn der Waſſerſpiegel unbegrenzt wäre, und wird überdies noch durch die Reibung an dem Bette des Canales in ſeiner Bewegung geſtört. Du Buat entwickelt aus den hierüber angeſtellten Verſuchen von Boſſut Formeln zu entſprechender Correction von ξ, es ſcheinen aber nach D'Aubuiſſon's Berechnungen (ſiehe D'Aubuiſſon's Hydraulik, §. 228 u. ſ. w.) dieſelben zu große Werthe zu liefern. Der Reductionsformel: Widerſtand des Waſſers

$$\xi_1 = \left(1 + \frac{1}{\left(\frac{F_1}{F} - 1\right)^2}\right) \xi,$$

in welcher F_1 den Querſchnitt des Canales, und ξ_1 den entſprechenden Widerſtandscoefficienten des Schiffes bezeichnen, möchte ſich vielleicht eher begründen laſſen und auch mit den Erfahrungen beſſer übereinſtim en. Sie giebt für

$$\frac{F_1}{F} = \infty, \; \xi_1 = \xi, \text{ und für}$$

$$\frac{F_1}{F} = 2, \; \xi_1 = 2\xi.$$

Auch in Beziehung auf die Geſchwindigkeit des Schiffes ſcheint der Coefficient ξ nicht ganz conſtant zu ſein. Die hierüber angeſtellten Verſuche von Macneil, Ruſſell und Morin an kleinen Canalſchiffen weiſen dieſe Veränderlichkeit vollſtändig nach (ſiehe Introduction à la Mécanique industrielle par Poncelet). So lange die Geſchwindigkeit des Schiffes 6 Fuß nicht überſteigt, iſt dieſen Verſuchen zufolge, ξ ziemlich conſtant, bei größeren Geſchwindigkeiten von 8 bis 12 Fuß nimmt dagegen ξ raſch, jedoch höchſt unregelmäßig, zu, und fällt vielleicht doppelt ſo groß aus als bei kleinen Geſchwindigkeiten, bei ſehr großen Geſchwindigkeiten von 15 und mehr Fuß geht endlich ξ wieder in ſeinem Werthe herab. Die Urſachen dieſer großen Veränderlichkeit von ξ ſind keineswegs genau bekannt. Eine große Rolle ſpielen hierbei jedenfalls die Wellen, welche das unvollkommen zugeſpitzte Boot bei ſeinem ſchnellen Durchſchneiden des Waſſers an der Oberfläche deſſelben erzeugt.

§. 312. Die Fortbewegung der Schiffe auf dem Waſſer erfolgt entweder: Schiffsziehen

1) durch das ſogenannte Schiffsziehen (franz. le halage; engl. the towing), oder

2) durch den Windſtoß mittels Segel (franz. voiles; engl. sails), oder

3) durch das Rudern mittels einfacher Ruder oder beſonderer Ruderräder.

Digitized by Google

Schiffsziehen. Außerdem können natürlich auch die Schiffe durch das fließende Waſſer ſelbſt fortbewegt werden.

Das Schiffsziehen wird entweder:

1) durch Menſchen oder Thiere, oder

2) durch ſtehende, oder

3) durch locomobile Maſchinen

verrichtet.

Im erſteren Falle laufen die Menſchen oder Thiere an dem Ufer des Waſſers (oder dem ſogenannten Leinpfade) hin und ziehen dabei an einem Seile, welches mit ſeinem hinteren Ende an dem Schiffsmaſt oder an einem anderen hervorſtehenden Theile des fortzuziehenden Schiffes angeknüpft iſt. Im zweiten Falle wird das Schiff durch ein langes Seil fortgezogen, welches ſich um eine Trommel oder einen Korb wickelt, der einen Theil eines Dampf- oder Waſſergöpels bildet (vergl. §. 246, §. 251, §. 270). Was die locomobilen Maſchinen zum Fortziehen eines Schiffes anlangt, ſo können dieſelben entweder in einem Dampfwagen beſtehen, welcher auf einer Eiſenbahn längs der Ufer fortrollt und das Schiff mittels eines Seiles nachzieht, oder es kann hierzu eine auf dem fortzuziehenden Schiffe ſelbſt aufgeſtellte Dampfmaſchine dienen, in welchem Falle dieſelbe eine unter dem Schiffe angebrachte Trommel in Umdrehung ſetzt, um welche ſich eine lange Kette wickelt, die längs des ganzen von dem Schiffe zu durchlaufenden Weges über dem Boden hin ausgeſpannt und an ihren Enden mit demſelben feſt verbunden iſt. Zu dem Schiffsziehen mittels locomobiler Maſchinen gehört auch noch das Bugſiren (franz. remorquer; engl. tow) eines Schiffes durch ein anderes, z. B. durch ein Dampfſchiff.

Der Widerſtand beim Ziehen eines Schiffes in einem Schifffahrtscanal iſt nach der Formel:

$$W = \zeta \frac{v^2}{2g} F\gamma$$

zu berechnen (ſiehe den vorigen Paragraphen), und hierin, wenn die Geſchwindigkeit v des Schiffes nicht ſehr groß iſt, nach Morin's Verſuchen $\zeta = 0{,}21$ bis $0{,}27$ einzuführen.

Bei dem Fortziehen in einem fließenden Waſſer hat man dagegen:

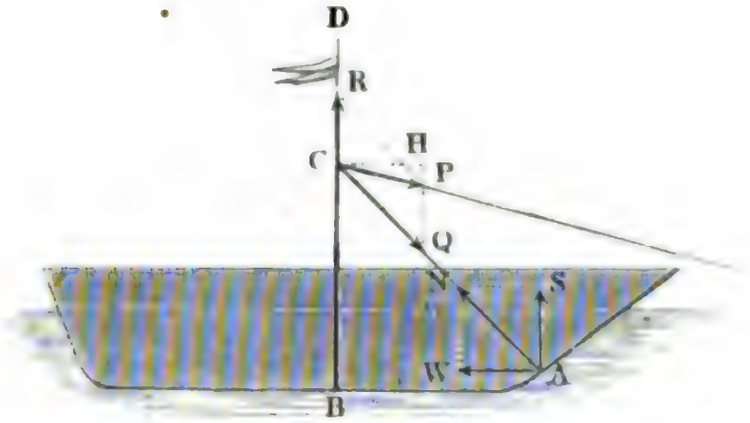
$$W = \zeta \frac{(v \pm w)^2}{2g} F\gamma \pm (Q + Q_1) \sin. \alpha$$

zu ſetzen, wobei c die Geſchwindigkeit des Waſſers, α den Abhang der Oberfläche des fließenden Waſſers, und $Q + Q_1 = V\gamma$ das ganze Gewicht des Schiffes bezeichnet. Die Pluszeichen gelten natürlich für das Bergauf- und die Minuszeichen für das Bergabfahren.

Digitized by Google

Die Kraft P zur Ueberwindung dieſes Widerſtandes W iſt aber nur dann der Größe deſſelben genau gleich, wenn ſie dieſem Widerſtande genau entgegenwirkt, alſo auch mit demſelben einerlei Angriffslinie hat. Der Widerſtand $W = \xi \frac{v^2}{2g} F\gamma$ iſt jedenfalls nur der horizontale Componente $\overline{AW}$, Fig 627, von einer anderen Kraft AN, deren Richtung vor- Schiffsziehen.

Fig. 627.



züglich von der Form des Vorderſchiffes abhängt. Der vertikale Componente $\overline{AS}$ derſelben bewirkt entweder eine kleine Erhebung des Vorderſchiffes, oder er hebt die Neigung deſſelben auf, wenn der Schwerpunkt des ganzen Schiffes etwas vor dem des Auftriebes liegt. Die Mittelkraft $\overline{AN}$ trifft den Maſt BD in einem Punkte C, in welchem auch die Zugkraft angreifen ſollte. Dieſe Kraft $\overline{CP} = P$ zerlegt ſich dann in die Kraft $\overline{CQ} = Q$, welche zur Ueberwindung des Widerſtandes $\overline{AN}$ dient, und in eine Vertikalkraft $\overline{CR}$, welche durch den Maſt auf das Schiff übergetragen wird, und den Auftrieb deſſelben etwas vergrößert. Iſt β der Neigungswinkel NAW des Widerſtandes W und δ der Neigungswinkel PCH der Kraft P (gegen den Horizont), ſo hat man:

$$Q = N = \frac{W}{\cos.\beta},$$

und die Zugkraft:

$$P = Q\cos.(\beta - \delta) = \frac{W\cos.(\beta - \delta)}{\cos.\beta}.$$

Iſt $\delta = \beta$, liegen alſo die beiden Endpunkte des Zugſeiles in einer horizontalen Linie, ſo hat man $P = W$.

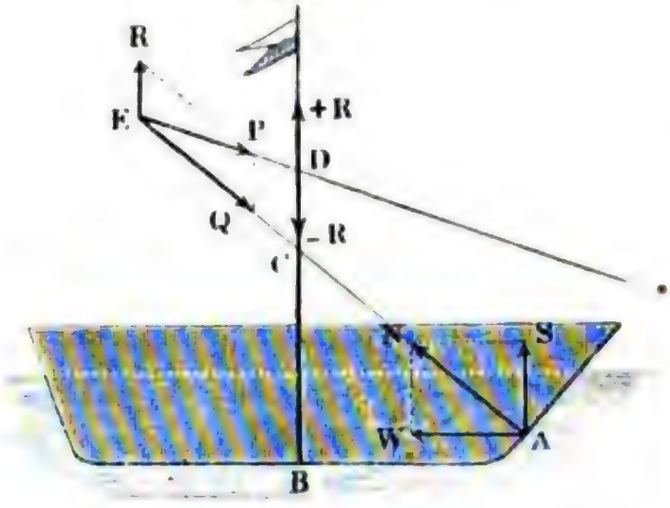
Fällt, wie Fig. 628 (a. f. S.) andeutet, der Angriffspunkt D der Kraft P nicht mit dem Durchſchnittspunkte C zuſammen, treffen ſich alſo die Richtungen von N und P in einem Punkte E außerhalb des Maſtes, ſo wirkt die Seitenkraft $\overline{ER} = R$ excentriſch und hebt daher nicht allein

Digitized by Google

Schiffsziehen

das Schiff etwas im Ganzen, sondern giebt ihm auch noch eine kleine Neigung nach hinten. Ist J das Trägheitsmoment der Schwimmfläche des Schiffes in Hinsicht auf seine Queraxe, d der Abstand DE des Durchschnittspunktes E von dem Mast, so haben wir die entsprechende Neigung der Längenaxe des Schiffes:

Fig. 628.



$$\varphi = \frac{Rd}{J - Ve} \text{ (s. §. 310).}$$

Die zu verrichtende mechanische Arbeit beim Schiffsziehen ist natürlich:

$$L = Pv,$$

also mindestens annähernd:

$$= \left(\zeta \frac{(v \pm w)^2 F\gamma}{2g} \pm (Q + Q_1) \sin.\, \alpha\right) v,$$

und daher bei der Bewegung im stehenden Wasser:

$$L = \zeta \frac{v^2}{2g} F\gamma v = \frac{\zeta\gamma}{2g} F v^3.$$

Es wächst also die letzte Arbeit wie der Cubus der Geschwindigkeit des Bootes, und es ist folglich der Transport zu Wasser um so vortheilhafter, je langsamer das Schiff fortgezogen wird.

Beispiel. Welche Kraft erfordert das Fortziehen eines Schiffes in einem Schifffahrtscanale, wenn der Hauptquerschnitt desselben 60 Quadratfuß und die Geschwindigkeit $v = 3$ Fuß beträgt. Setzen wir $\zeta = 0{,}25$, so erhalten wir:

$$P = \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} F\gamma = 0{,}25 \,.\, 0{,}016 \,.\, 9 \,.\, 60 \,.\, 66 = 142{,}56 \text{ Pfund,}$$

und folglich die nöthige Arbeit pr. Secunde:

$$L = Pv = 142{,}56 \,.\, 3 = 427{,}7 \text{ Pfund,}$$

welche also nach II., §. 80 von einem Pferde allein verrichtet werden kann.

Wenn dasselbe Schiff mit derselben Geschwindigkeit in einem fließenden Wasser bergauf gezogen werden sollte, so würde bei der Geschwindigkeit $w = 2$ Fuß dieses Wassers, bei dessen Abhange $\sin.\, \alpha = 0{,}0001$, und bei dem von dem geladenen Schiffe verdrängten Wasservolumen $V = 2500$ Cubikfuß, die nöthige Zugkraft:

$$P = \zeta \frac{(v + w)^2}{2g} F\gamma + V\gamma \sin.\, \alpha = 0{,}25 \,.\, 0{,}016 \,.\, 25 \,.\, 60 \,.\, 66 + 2500 \,.\, 66 \,.\, 0{,}0001$$

$$= 396 + 0{,}25 \,.\, 66 = 412{,}5 \text{ Pfund,}$$

also die mechanische Arbeit $L = Pv = 1237{,}5$ Fußpfund sein.

Digitized by Google

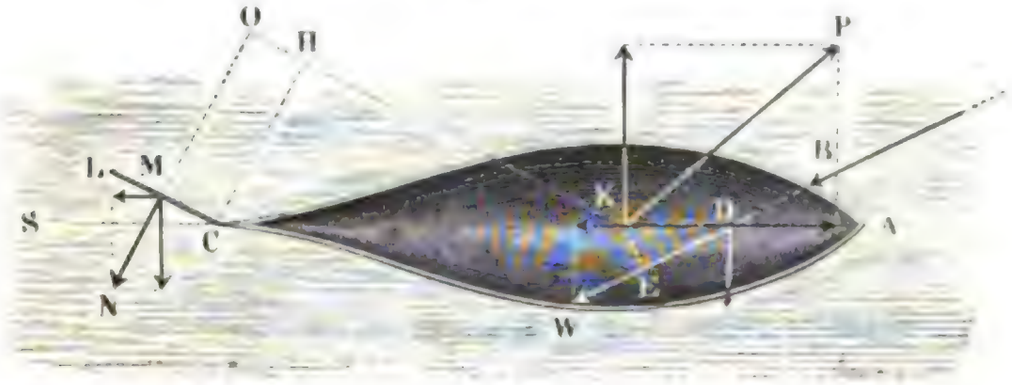
Verwendet man hierzu drei Pferde, ſo vermögen dieſe die Arbeit: Schiffsziehen.

$$L = 3\left(2 - \frac{v}{c}\right) Pv = 3\left(2 - \frac{3}{4}\right) . 120 . 3 = 1350 \text{ Fußpfund}$$

zu verrichten.

§. 313. Wenn die Richtung der Zugkraft P eines Schiffes ABC, Fig. 629, von der Längenaxe AC deſſelben abweicht, ſo nimmt auch die Das Steuern der Schiffe.

Fig. 629.



Bewegung deſſelben eine andere Richtung DB an. Es hat dann das Schiff einen ſchrägen Lauf und es heißt der Winkel $ADB = \delta$, um welchen die Schiffsaxe AC von der Bewegungsrichtung DB abweicht, die Abtrifft des Schiffes. Nehmen wir an, daß der Widerſtand W, welchen das Waſſer der Bewegung des Schiffes entgegenſetzt, in B angreife, und verlegen wir noch dieſen Angriffspunkt in die Schiffsaxe, nach D. Wenn nun die Zugkraft P in D angriffe und dem Widerſtand W genau entgegen wirkte, ſo würde das Schiff ohne Weiteres, d. i. ohne Zuhilfenahme des Steuers, dieſen ſchrägen Lauf annehmen, ohne ſich zu drehen. Greift aber die bewegende Kraft P, d. i. die eines Seiles oder die der Segel, in einem anderen Punkte K an, und wirkt ſie in einer anderen Richtung als die Bewegung des Schiffes, ſo hat das Schiff ein Beſtreben zum Drehen, dem nur durch eine angemeſſene Stellung des Steuers CL begegnet werden kann. Bezeichnen wir den Winkel, um welchen die Richtung der Zug- oder Treibkraft $\overline{KP} = P$ von der Schiffsaxe abweicht, alſo PKA, durch β, und den Drehungswinkel des Steuers, oder die Abweichung SCL deſſelben von der Schiffsaxe, durch φ, ſetzen wir ferner die aus dem Widerſtande des Waſſers erwachſende Kraft des Steuers $= N$, den Abſtand CM ihres Angriffspunktes M von der Axe C, $= s$, den Abſtand KD des Angriffspunktes K von dem Angriffspunkte D des Widerſtandes W, $= a$, und den von der Axe C des Steuers, $CK = b$, ſo können wir nach den Lehren der Statik (ſ. I., §. 88) folgende drei Gleichungen aufſtellen:

Digitized by Google

Das Steuern der Schiffe.

1) $N \cos.\varphi + W \sin.\delta = P \sin.\beta$,
2) $N \sin.\varphi + W \cos.\delta = P \cos.\beta$, und
3) $N (s + b \cos.\varphi) = W a \sin.\delta$.

und es kommt hierzu noch der Ausdruck:

$$N = \zeta_1 \frac{v^2}{2g} [\sin. (\delta + \varphi)^2] S\gamma,$$

worin ζ_1 den Widerſtandscoefficienten des Steuers, circa $= 1$, S den Flächeninhalt deſſelben, und v die Geſchwindigkeit des Schiffes bezeichnet. Damit dieſe Kraft ſo wenig wie möglich durch die Wellenbewegung des Waſſers beeinträchtigt werde, läßt man das Hinterſchiff ganz ſcharf zulaufen.

Der Widerſtand W iſt natürlich von der Größe δ der Abtrifft abhängig, und hat bei $\delta = 0$, ſeinen Minimalwerth:

$$W = \zeta \frac{v^2}{2g} F\gamma.$$

wobei das Moment $N (s + b \cos.\varphi) = 0$ ausfällt.

Für dieſen Fall muß demnach $b = -\frac{s}{\cos.\varphi}$ ſein, alſo der Angriffspunkt K der bewegenden Kraft hinter der Steueraxe liegen, was jedenfalls nicht leicht vorkommen wird.

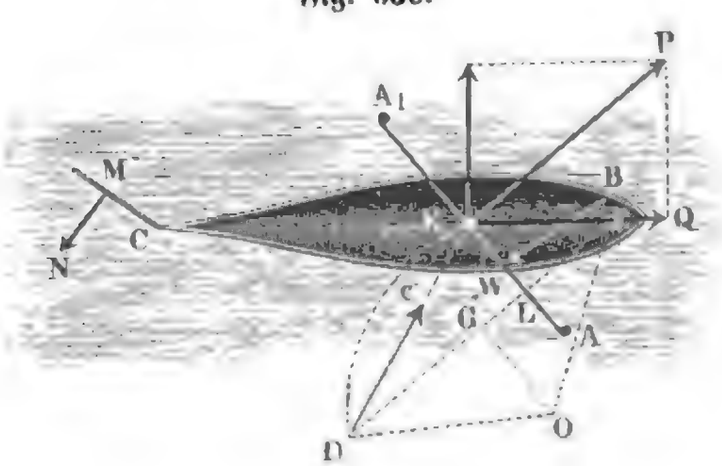
Das Drehungsmoment:

$$N (s + b \cos.\varphi) = \zeta_1 \frac{v^2}{2g} (\sin.\varphi)^2 (s + b \cos.\varphi) S\gamma$$

iſt annähernd auch $= \zeta_1 \frac{v^2}{2g} (\sin.\varphi)^2 \cos.\varphi \, . \, Sb\gamma$, und fällt für $tang.\varphi = \sqrt{2}$, d. i. für $\varphi = 54^0, 44'$ am größten, nämlich $\frac{2}{\sqrt{27}} \zeta_1 \frac{v^2}{2g} Sb\gamma$ aus. Es iſt alſo deshalb nie nöthig, das Steuer über $54^3/_4$ Grad zu drehen.

Beſteht die bewegende oder Triebkraft P eines Schiffes in dem Windſtoß gegen ein Segel AKA_1, Fig. 630, ſo iſt das letztere ſo zu richten, daß der Componente Q der Kraft P parallel zur Schiffsaxe CK, ein Maximum werde. Um dieſen Richtungswinkel nur annähernd genau zu beſtimmen, wollen wir

Fig. 630.



Digitized by Google

Das Steuern der Schiffe.

vorausſetzen, daß die Windgeſchwindigkeit c groß genug ſei, um die Schiffsgeſchwindigkeit in Hinſicht auf ſie vernachläſſigen zu können. Nehmen wir an, daß die Richtung DK der Geſchwindigkeit c mit der Schiffsaxe CK, den Winkel $CKD = \alpha$ einſchließe, und daß die Ebene des Segels AA_1 von der erſteren Richtung um den Winkel $AKD = \psi$ abweiche; iſt dann noch F_1 der Inhalt der Segelfläche und γ_1 die Dichtigkeit des Windes, ſo haben wir nach II., §. 256 den normalen Windſtoß:

$$P = 3 \cdot \frac{c^2 (sin.\,\psi)^2}{2g} F_1 \gamma_1,$$

und daher den Componenten deſſelben in der Schiffsaxe:

$$Q = P\,sin.\,KPQ = P\,sin.\,AKQ = P\,sin.\,(\alpha + \psi)$$
$$= 3\,\frac{c^2\,(sin.\,\psi)^2}{2g}\,sin.\,(\alpha + \psi)\,F_1\,\gamma_1.$$

Dieſer Werth iſt in Hinſicht auf ψ ein Maximum für

$$tang.\,\psi = -\,2\,tang.\,(\alpha + \psi);$$

alſo, wenn man dieſe Gleichung auflöſt, für

$$tang.\,\psi = \tfrac{3}{2}\,cotg.\,\alpha + \sqrt{2 + \tfrac{3}{4}\,(cotg.\,\alpha)^2}.$$

Um die entſprechende Segelrichtung conſtruirend zu finden, theilen wir eine beliebige Linie DE in zwei und in drei gleiche Theile, errichten in den Theilpunkten G und L Perpendikel zu dieſer Linie; tragen an D und E den Winkel $GDO = GEO = 90^0 - \alpha^0$ an, und beſchreiben aus dem erhaltenen Durchſchnitte O mit der Linie $OD = OE$ einen Kreisbogen DKE. Dieſer Bogen ſchneidet dann das zweite Perpendikel in einem Punkte K ſo, daß $DKL = \psi$ ausfällt, denn es iſt dann:

$$\angle\,DOG = \angle\,EOG = \angle\,CKD = \alpha,$$

und

$$DL = 2\,EL,$$

d. i.

$$KL \cdot tang.\,DKL = 2\,KL \cdot tang.\,EKL,$$

oder:

$$tang.\,DKL = -\,2\,tang.\,CKL = -\,2\,tang.\,(\alpha + DKL),$$

folglich $\angle\,DKL = \psi$, der geſuchte Richtungswinkel des Segels AA_1.

Fortbewegung der Schiffe durch Rudern

§. 314. Die Bewegung der Schiffe durch Ruder und Räder iſt von dem Schiffsziehen dadurch weſentlich verſchieden, daß bei dem letzteren der Motor einen feſten Stützpunkt hat, während er bei der erſteren nur in dem Waſſer einen Stützpunkt findet. Dieſer Stützpunkt iſt aber beweglich, da das Waſſer nur durch ſeine Trägheit, alſo dadurch, daß es ſelbſt in Bewegung verſetzt wird, einen Widerſtand ausüben kann. Es iſt deshalb auch bei der Bewegung eines Schiffes durch Ruder oder Räder eine doppelte mechaniſche Arbeit, nämlich nicht allein eine Arbeit zur Ueber-

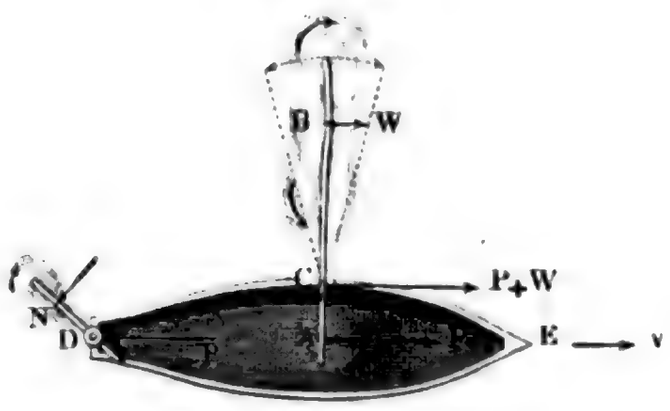
Digitized by Google

Fortbewegung der Schiffe durch Rudern.

windung der Bewegungshindernisse des Schiffes, sondern auch eine Arbeit zur Ueberwindung der Trägheit des Wassers nöthig, und folglich die Nutzleistung bei dieser Bewegungsweise der Schiffe verhältnißmäßig kleiner als beim Schiffsziehen. Der zur Fortbewegung eines Schiffes nöthige Widerstand des Wassers wird, welches mechanische Hülfsmittel auch hierzu dienen möge, stets dadurch erzeugt, daß eine feste Fläche schnell und so viel wie möglich der Bewegungsrichtung des Schiffes entgegengesetzt, gegen das Wasser geschlagen wird.

Bei der Bewegung eines Bootes DE, Fig. 631, durch ein Ruder (franz. rame; engl. oar) AB stützt sich das letztere gegen einen Bolzen C auf der Bauchwand des Bootes; während das Ende A durch eine Kraft P in der Bewegungsrichtung des Bootes fortgeführt wird, bewegt sich das schaufelförmige Ende B des Ruders in entgegengesetzter Richtung gegen das Wasser, wobei dieses in der Bewegungsrichtung des Schiffes einen Widerstand W ausübt, der in Vereinigung mit der Kraft P den Bolzendruck $R = P + W$ erzeugt. Dieser Druck ist aber keineswegs die bewegende Kraft des Bootes; denn bei der Ausübung der Kraft P wirkt der Ruderer mit einer gleichen Kraft $(-P)$ in entgegengesetzter Richtung auf das Boot, es gesellt sich also zu dem Drucke $R = P + W$ noch die Kraft $-P$, woraus eine Kraft W in der Axenrichtung des Bootes und ein Kräftepaar $+(P+W)$, $-(P+W)$ mit dem Momente $\overline{CA} \cdot (P+W)$ hervorgeht. Während die erstere Kraft das Boot in seiner Axenrichtung forttreibt, sucht das letztere dem Boote eine drehende Bewegung zu ertheilen. Um diese Drehbewegung zu verhindern, muß man entweder das Steuer DN nach der Seite des Ruders stellen, oder noch ein zweites Ruder auf der anderen Schiffsseite in Gang setzen. Es versteht sich übrigens von selbst, daß das Ruder bei seiner rückgängigen Bewegung durch die Luft bewegt werden muß, damit hierbei die beim Hingange erzeugte Wirkung nicht wieder aufgehoben werde.

Fig. 631.

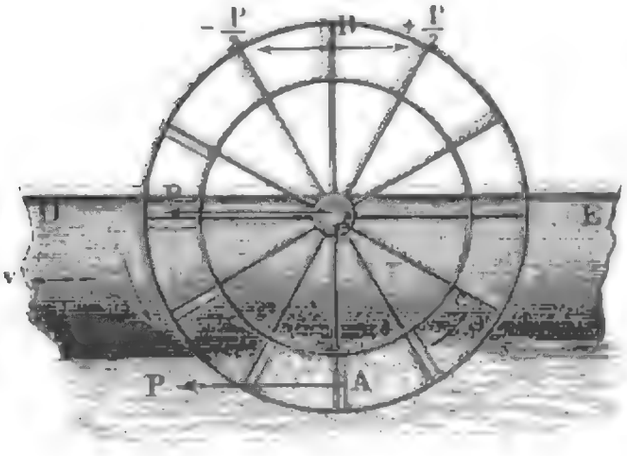


Die Ruderräder sind entweder Schaufelräder (franz. roues à pales; engl. paddle-wheels) oder Flügelräder, gewöhnlich Schrau-

ben oder Schraubenräder (franz. hélices; engl. screws) genannt. Die gewöhnlichen Ruder- oder Schaufelräder sind von den einfachen unterschlägigen Wasserrädern, namentlich aber von den sogenannten Schiffmühlenrädern (s. II., §. 149) nicht verschieden. Jedes Schiff hat zwei solche Räder, dieselben sitzen an den Enden einer Welle fest, welche quer durch das Schiff hindurchgeht und in der Regel durch eine Dampfmaschine in Bewegung gesetzt wird, weshalb auch das ganze Schiff ein Dampfschiff (franz. bateau à vapeur; engl. steam-vessel) genannt wird. Während die Welle C des in Fig. 632 nur theilweise sichtbaren Schiffes DE in Umdrehung gesetzt wird, schlagen die Schaufeln des auf ihr sitzenden Ruderrades AB mit einer gewissen Geschwindigkeit c gegen das Wasser, in welches sie eingetaucht sind, und dieses übt dabei einen Widerstand $\overline{AP} = P$ aus, welcher sich, da er in Beziehung auf C excentrisch wirkt, in eine Axenkraft $\overline{CP} = P$ und in ein Kräftepaar $\left(+\frac{P}{2}, -\frac{P}{2}\right)$ zerlegt. Diese Axenkraft ist es, welche in Vereinigung mit der Axenkraft des Rades auf der anderen Seite des Schiffes das Schiff mit einer gewissen Geschwindigkeit v forttreibt; das Umdrehungsmoment $\frac{P}{2} \cdot CA + \frac{P}{2} \cdot CB = \frac{P}{2}(CA + CB) = P \,.\, CA$ des Kräftepaares wird natürlich von dem Momente der Umtriebsmaschine (Dampfmaschine) aufgenommen.

Fortbewegung der Schiffe durch Rudern

Fig. 632.



Die neueren Schraubenräder sind von den Flügelrädern, wie sie z. B. als Instrumente zum Messen der Geschwindigkeit des Wassers (s. I., §. 415), oder zur Aufnahme des Windstoßes bei Windmühlen (s. II., §. 245 u. s. w.) angewendet werden, wesentlich nicht sehr verschieden, nur werden die Flügel dieser Räder nach einer Schraubenfläche gekrümmt, während die gewöhnlichen Flügelräder ebene oder windschiefe Flügel erhalten. Das Schraubenrad wird in das Hintertheil des Schiffes, und zwar unmittelbar vor dem Steuer eingesetzt, seine Welle liegt in der Richtung der Längenaxe des Schiffes und ist da, wo sie in das Innere des Schiffes tritt, mit einer Stopfbüchse umschlossen.

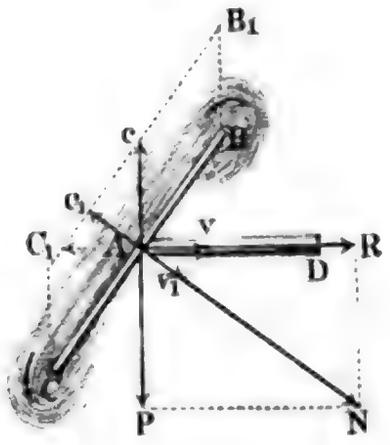
Wird die Welle AD, Fig. 633 (a. f. S.), eines solchen Rades durch

Digitized by Google

Fortbewegung der Schiffe durch Rudern.

die Dampfmaſchine in Umdrehung geſetzt, ſo ſchlägt der Flügel BC derſelben (vergl. die Betrachtung in II., §. 257) mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit c gegen das Waſſer, und dieſes übt nun in Folge ſeiner Trägheit einen Normaldruck N auf den Flügel aus, deſſen einer Component P von der Umtriebskraft der Welle aufgenommen und deſſen anderer Component R mittels der Welle auf das Schiff übergetragen wird, und dieſes mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit v forttreibt.

Fig. 633.



Ruderſchaufel, Schaufelrad.

§. 315. Wird der Mittelpunkt einer Ruderſchaufel mit der Geſchwindigkeit c bewegt, während das Schiff in der entgegengeſetzten Richtung mit der Geſchwindigkeit v fortgeht, ſo iſt die relative Geſchwindigkeit, mit welcher dieſe Schaufel auf das ſtillſtehende Waſſer trifft: $c - v$, und folglich bei dem Inhalte F_1 der Schaufelfläche der Stoß:

$$P = \xi_1 \frac{(c - v)^2}{2g} F_1 \gamma,$$

wobei für ein gewöhnliches Ruder ξ_1 wohl kaum größer als 1,25 anzunehmen ſein dürfte (ſ. I., §. 431).

Iſt nun noch s der Weg der Schaufelmitte bei jedem Ruderſchlag, und n die Anzahl der Ruderſchläge pr. Minute, ſo hat man die auf das Rudern pr. Secunde verwendete mechaniſche Arbeit:

$$L = \frac{nPs}{60} = \xi_1 \frac{(c - v)^2}{2g} \frac{ns}{60} F_1 \gamma.$$

Bezeichnet dagegen F den Hauptquerſchnitt des Bootes, ſo hat man den Widerſtand, welcher bei der Bewegung deſſelben mit der Geſchwindigkeit v zu überwinden nöthig iſt:

$$W = \xi \frac{v^2}{2g} F \gamma.$$

Da das Ruder ohne Kraftausübung zurückgeht, ſo kann man die mittlere Kraft deſſelben $= \frac{P}{2}$, und die mittlere Geſchwindigkeit ſeines Stoßpunktes, $c = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30}$ ſetzen. Nimmt man nun $\frac{P}{2} = W$, ſo erhält man die Bedingungsgleichung:

Digitized by Google

Ruderſchaufel, Schaufelrad.

$$\tfrac{1}{2}\,\xi_1\,(c-v)^2\,F_1 = \xi\,v^2\,F,$$

wonach:

$$c - v = v\,\sqrt{\frac{\xi\,F}{\tfrac{1}{2}\,\xi_1\,F_1}},$$

und folglich:

$$c = v\left(1 + \sqrt{\frac{2\,\xi\,F}{\xi_1\,F_1}}\right)$$

ſich ergiebt.

Der Wirkungsgrad dieſer Arbeitsverrichtung iſt:

$$\eta = \frac{W\,v}{L} = \frac{W\,v}{\tfrac{1}{2}\,P\,c} = \frac{v}{c} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{2\,\xi\,F}{\xi_1\,F_1}}}.$$

Es fällt alſo derſelbe um ſo größer aus, je größer das Verhältniß $\frac{v}{c}$ oder je kleiner das Verhältniß $\frac{F}{F_1}$, je größer alſo die Ruderfläche F_1 in Hinſicht auf den Schiffsquerſchnitt F iſt.

Ganz ähnliche Verhältniſſe kommen auch bei dem Ruderſchaufelrade vor. Iſt hier F_1 der Inhalt der ſtoßenden Ruderſchaufelflächen von beiden Rädern zuſammengenommen, und c die Umdrehungsgeſchwindigkeit der Schaufelmitte, ſo hat man die Umdrehungskraft der beiden Ruderräder:

$$P = \xi_1\,\frac{(c-v)^2}{2\,g}\,F_1\,\gamma,$$

worin nach Compaignac im Mittel $\xi_1 = 2{,}76$ zu ſetzen iſt.

Die erforderliche Leiſtung dieſer Räder iſt:

$$L = P\,c = \xi_1\,\frac{(c-v)^2\,c}{2\,g}\,F_1\,\gamma.$$

Setzt man die Kraft P dem Widerſtande $W = \xi\,\frac{v^2}{2\,g}\,F\,\gamma$ des Schiffes gleich, ſo erhält man die Bedingung:

$$\xi_1\,(c-v)^2\,F_1 = \xi\,v^2\,F,$$

wonach:

$$c - v = v\,\sqrt{\frac{\xi\,F}{\xi_1\,F_1}},$$

alſo:

$$c = v\left(1 + \sqrt{\frac{\xi\,F}{\xi_1\,F_1}}\right)$$

folgt.

Digitized by Google

Ruderschaufel. Schaufelrad. Der Wirkungsgrad der Ruderräder ist:

$$\eta = \frac{Wv}{L} = \frac{Wv}{Pc} = \frac{v}{c} = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}},$$

also um so größer, je näher $\frac{v}{c}$ der Einheit, also $v = c$ kommt, je größer also das Verhältniß $\frac{F_1}{F}$ der Schaufelfläche F_1 zum Schiffsquerschnitte F ist.

Setzt man in die obige Formel für L den gefundenen Werth für c ein, so erhält man folgenden Ausdruck für den Arbeitsaufwand:

$$L = \left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right) \frac{v^3}{2g} F\gamma = \zeta \cdot \frac{c}{v} \cdot \frac{v^3}{2\gamma} F\gamma.$$

Führt man für $\zeta \frac{c}{v} \cdot \frac{\gamma}{2g}$ den Coefficienten μ ein, so erhält man einfach:

$$L = \mu F v^3.$$

Das Verhältniß $\frac{c}{v}$ variirt erfahrungsmäßig zwischen 1,25 und 1,55, ist daher im Mittel 1,40; führt man daher noch den Mittelwerth $\zeta = 0{,}0755$, sowie $\gamma = 66$ und $\frac{1}{2g} = 0{,}016$ ein, so erhält man im Mittel:

$$\mu = 0{,}0755 \,.\, 1{,}4 \,.\, 0{,}016 \,.\, 66 = 0{,}112,$$

und daher:

$$L = 0{,}112\ F v^3 \text{ Fußpfund.}$$

Da der Widerstandscoefficient ζ kleiner wird, wenn die Größe oder der Querschnitt F des Schiffes wächst, und umgekehrt, der Stoßcoefficient ζ_1 mit der Größe F_1 der Schaufelfläche zunimmt, so ist der Coefficient:

$$\mu = \zeta \,.\, \frac{c}{v} \cdot \frac{\gamma}{2g} = \zeta\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1}}\right) \frac{\gamma}{2g}$$

bei verschiedenen Schiffsgrößen nicht unansehnlich verschieden, und zwar bei kleinen Dampfschiffen von 12 bis 25 Pferdekräften:

$$\mu = 0{,}150,$$

bei mittleren von 50 bis 150 Pferdekräften:

$$\mu = 0{,}112,$$

und bei großen Dampfschiffen von 300 bis 500 Pferdekräften:

$$\mu = 0{,}075.$$

Digitized by Google

§. 316. Bei einem Flügel- oder Schraubenrade hängt die Leistung vorzüglich noch von dem Steigwinkel $BAc = CAP = \alpha$, Flügelrad.

Fig. 634.

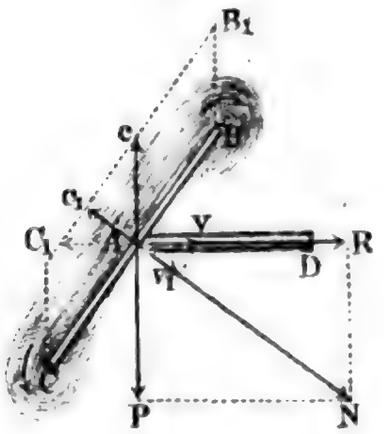


Fig. 634, ab. Ist c die mittlere Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades, und v die des Schiffes und also auch der Radaxe, so hat man die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Flügelfläche in normaler Richtung umdreht:

$$c_1 = c \sin. \alpha,$$

und die Geschwindigkeit, mit welcher sie in eben dieser Richtung zurückgeht:

$$v_1 = v \cos. \alpha,$$

und folglich die Geschwindigkeit, mit welcher die Flügelfläche normal auf das Wasser aufschlägt:

$$c_1 - v_1 = c \sin. \alpha - v \cos \alpha.$$

Ist nun noch F_1 der Inhalt sämmtlicher Flügelflächen und γ die Dichtigkeit des Wassers, so hat man nach II., §. 257 den normalen Widerstand des Wassers:

$$N = 3 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} F_1 \gamma,$$

daher die Axenkraft:

$$R = N \cos. \alpha = 3 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} \cos. \alpha F_1 \gamma,$$

die Umdrehungskraft:

$$P = N \sin. \alpha = 3 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} \sin. \alpha F_1 \gamma.$$

und den entsprechenden Arbeitsaufwand:

$$L = Pc = 3 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} c \sin. \alpha \, . \, F_1 \gamma.$$

Der Sicherheit wegen wollen wir aber lieber

$$R = \xi_1 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} \cos. \alpha F_1 \gamma,$$

$$P = \xi_1 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} \sin. \alpha F_1 \gamma$$

und

$$L = \xi_1 \frac{(c \sin. \alpha - v \cos. \alpha)^2}{2g} c \sin. \alpha F_1 \gamma$$

schreiben.

Digitized by Google

Flügelrad. Wenn wir wieder die Arenkraft R gleich dem Widerſtande W, alſo

$$\xi_1 (c \sin.\alpha - v \cos.\alpha)^2 \cos.\alpha \,.\, F_1 = \xi v^2 F$$

ſetzen, ſo erhalten wir folgende Gleichung:

$$c \sin.\alpha - v \cos.\alpha = v \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 \cos.\alpha}},$$

wonach:

$$c = v \left(\operatorname{cotg}.\alpha + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\sin.\alpha)^2 \cos.\alpha}}\right)$$

$$= v \operatorname{cotg}.\alpha \left(1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\cos.\alpha)^3}}\right),$$

und umgekehrt:

$$v = \frac{c}{\operatorname{cotg}.\alpha + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\sin.\alpha)^2 \cos.\alpha}}} = \frac{c \operatorname{tang}.\alpha}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\cos.\alpha)^3}}}$$

folgt.

Die Geſchwindigkeit v des Schiffes iſt hiernach für verſchiedene Steigwinkel α verſchieden. Durch Differenziiren findet man, daß ſie für

$$\frac{1 - 3 (\cos.\alpha)^2}{(\cos.\alpha)^{3/2}} = 2 \sqrt{\frac{\xi_1 F_1}{\xi F}}$$

ein Maximum, und zwar

$$v = \frac{1 - (3 \cos.\alpha)^2}{3 \sin.\alpha \cos.\alpha} \cdot c$$

wird.

Der Wirkungsgrad des Schraubenrades iſt:

$$\eta = \frac{R v}{P c} = \frac{v \cos.\alpha}{c \sin.\alpha} = \frac{v}{c} \operatorname{cotg}.\alpha = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\cos.\alpha)^3}}}.$$

Er fällt um ſo größer aus, je näher $\frac{v}{c} \operatorname{cotg}.\alpha$ der Einheit kommt, je weniger alſo v von $c \operatorname{tang}.\alpha$ abweicht, oder je kleiner $\frac{\xi F}{\xi_1 F_1} (\cos.\alpha)^3$, je größer alſo das Flächenverhältniß $\frac{F_1}{F}$ und je kleiner der Steigwinkel α iſt. Uebrigens läßt ſich das Arbeitsquantum dieſes Rades ganz auf gleiche Weiſe wie das des Schaufelrades ausdrücken, indem man in

$$L = P c = R c \operatorname{tang}.\alpha = W c \operatorname{tang}.\alpha = \xi \frac{v^2}{2g} F \gamma c \operatorname{tang}.\alpha,$$

den oben gefundenen Werth für c einſetzt. Es folgt dann:

$$L = \xi \left(1 + \sqrt{\frac{\xi F}{\xi_1 F_1 (\cos.\alpha)^3}}\right) \frac{v^3}{2g} F \gamma = \xi \frac{c}{v} \operatorname{tang}.\alpha \,.\, \frac{v^3}{2g} F \gamma,$$

oder, wenn wir wieder $\xi \frac{c}{v} \cdot \frac{\gamma}{2g} = \mu$ setzen: Flügelrad.

$$L = \mu F v^3 \, tang. \, \alpha.$$

So lange nicht noch genauere und umfassendere Versuche vorliegen, müssen wir auch hier:

$$\xi = 0{,}0755, \quad \text{und} \quad \frac{c \, tang. \, \alpha}{v} = 1{,}40$$

setzen, so daß, wie für die Schaufelräder, $\mu \, tang. \, \alpha$ im Mittel $= 0{,}112$ und $L = 0{,}112 \, F v^3$ Fußpfund folgt.

§. 317. Bewegt sich das Schiff nicht in stillstehendem Wasser, sondern hat das letztere eine gewisse Geschwindigkeit w, so hat man die relative Geschwindigkeit des Schiffes: Bugsiren durch Dampfschiffe.

1) beim Fahren stromaufwärts: $v + w$, und
2) beim Fahren stromabwärts: $v - w$.

Diese Werthe sind denn auch in den obigen Formeln statt v einzusetzen.

Wenn ein Dampfboot zum Schleppen oder Bugsiren (Remorquiren) eines anderen Schiffes angewendet wird, dessen Hauptquerschnitt F_2 und Widerstandscoefficient ζ_2 ist, so hat man natürlich:

$$W = \xi \frac{v^2}{2g} F\gamma + \xi_2 \frac{v^2}{2g} F_2 \gamma = (\xi F + \xi_2 F_2) \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

daher auch z. B. bei Anwendung von Schaufelrädern

$$\zeta_1 F_1 (c - v)^2 = (\xi F + \xi_2 F_2) v^2$$

zu setzen, so daß hier:

$$c = v \left(1 + \sqrt{\frac{\xi F + \xi_2 F_2}{\zeta_1 F_1}}\right) \text{ ist.}$$

Die Leistung ist dann:

$$L = W c = (\xi F + \xi_2 F_2) \frac{c}{v} \cdot \frac{v^3}{2g} \gamma = \left(1 + \frac{\xi_2 F_2}{\xi F}\right) \cdot \xi \frac{c}{v} \cdot \frac{v^3}{2g} F\gamma$$

$$= \mu (1 + \psi) F v^3,$$

wenn $\xi \frac{c}{v} \frac{\gamma}{2g}$ durch μ und $\frac{\xi_2 F_2}{\xi F}$ durch ψ bezeichnet wird.

Damit ein Dampfschiff beim Schleppen eines anderen Schiffes mit der vortheilhaftesten Geschwindigkeit $\left(\frac{c}{v} = 1{,}4\right)$ arbeiten könne, ist es folglich nöthig, daß man dasselbe mit einer stärkeren Dampfmaschine versieht, als wenn es allein ginge.

Wenn wir ferner noch Rücksicht darauf nehmen, daß das Gewicht der Dampfmaschine und der stündliche Aufwand an von dem Schiffe mit fortzunehmendem Brennmaterial mit der Leistung der Maschine zunimmt, so erhält unsere Leistungsformel eine noch etwas andere Gestalt. Es sei

Digitized by Google

Bugſiren durch Dampfſchiffe.

b die obere Breite und F der Inhalt des Hauptquerſchnittes, ſowie G der Inhalt der Schwimmfläche des belaſteten Schiffes ohne Dampfmaſchine und ohne Brennmaterial, ferner ſei das Gewicht der Maſchine $= q_2 L$, das Gewicht des Brennmaterialaufwandes pr. Sec. $= q_3 L$, alſo für die Fahrzeit von t Secunden: $q_3 L t$, endlich werde die Vergrößerung der Tauchung des Schiffes durch die letzten beiden Gewichte durch σ bezeichnet. Wir haben dann $(q_2 + q_3 t) L = G \sigma \gamma$, daher:

$$\sigma = \frac{(q_2 + q_3 t) L}{G \gamma},$$

woraus nun die entſprechende Vergrößerung des Hauptquerſchnittes F:

$$= b \sigma = \frac{(q_2 + q_3 t)\, b L}{G \gamma},$$

und daher:

$$L = \mu (F + b \sigma) v^3 = \mu \left(F + \frac{(q_2 + q_3 t)\, b L}{G \gamma} \right) v^3$$

folgt, wonach ſich

$$L = \frac{\mu F v^3}{1 - \mu (q_2 + q_3 t) \frac{b v^3}{G \gamma}}$$

ergiebt.

Der ganze Arbeitsaufwand für eine Fahrzeit von t Secunden und eine Strecke $s = v t$ Fuß iſt:

$$L t = L \frac{s}{v} = \frac{\mu F s v^2}{1 - \mu (q_2 + q_3 t) \frac{b v^3}{G \gamma}}.$$

Es iſt hiernach zu ermeſſen, daß es mechaniſch unvortheilhaft iſt, Schiffe mit großen Geſchwindigkeiten fahren zu laſſen.

Uebrigens iſt nach dem Obigen F aus der reinen Schiffslaſt Q und dem Schiffsgewichte $Q_1 = \nu Q$, durch die Ausdrücke:

$$Q + Q_1 = (1 + \nu) Q = \varphi a b l \gamma \quad \text{und} \quad F = \alpha a b$$

beſtimmt, denn man hat hiernach:

$$F = \alpha \frac{Q + Q_1}{\varphi l \gamma} = \frac{\alpha}{\varphi \gamma} (1 + \nu) \frac{Q}{l}.$$

Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaſchine.

§. 318. Aus der mittleren Geſchwindigkeit c eines Ruderrades und aus dem mittleren Halbmeſſer r deſſelben beſtimmt ſich die Anzahl ſeiner Umdrehungen pr. Minute durch die bekannte Formel:

$$u = \frac{30 c}{\pi r} = 9{,}549 \frac{c}{r}.$$

Soll nun die Dampfmaſchine direct, d. i. ohne ein Zahnradvorgelege

nur mit Hülfe des Kurbelmechanismus auf die Welle des Ruderrades wirken, ſo hat man die Anzahl der Spiele einer Dampfmaſchine pr. Minute

Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaſchine.

$$n = u = 9{,}549\,\frac{c}{r}$$

zu ſetzen.

Bei Anwendung von Schaufelrädern läßt ſich dieſe einfache Anordnung in der Regel bewerkſtelligen; bei den Schraubenrädern, welche bedeutend kleinere Halbmeſſer r erhalten müſſen, fällt aber die Umdrehungszahl u ſo groß aus, ſo daß man zur Erzielung eines vortheilhaften Ganges der Dampfmaſchine mittels eines Räderwerkes die kleinere Umdrehungszahl n der Kurbelwelle in die größere Umdrehungszahl u des Ruderrades umſetzen muß. Sehr oft umgeht man aber auch bei den Schraubenrädern das Vorgelege ganz, indem man die große Anzahl von Kolbenſpielen durch angemeſſene Herabziehung des Kolbenhubes ermöglicht.

Iſt n_1 die Anzahl der Zähne des Treibrades auf der Kurbelwelle und n_2 die Anzahl der Zähne des Getriebes auf der Welle des Schraubenrades, ſo hat man:

$$\frac{u}{n} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Der Hub oder Schub s_1 des Dampfkolben iſt natürlich der doppelten Länge r_1 des Kurbelarmes gleich, alſo $s_1 = 2r_1$; iſt folglich v_1 die mittlere Kolbengeſchwindigkeit, ſo hat man bei einem Ruderrade ohne Vorgelege:

$$\frac{r}{r_1} = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{c}{v_1}.$$

In der Regel beſteht die Umtriebsmaſchine eines Ruderrades aus zwei Dampfmaſchinen, welche, wie bei einem Dampfwagen, eine und dieſelbe Kurbelwelle in Umdrehung ſetzen. Iſt nun P die reine Kraft einer ſolchen Maſchine, ſo hat man folglich:

$$\frac{n}{60}\, 2P \,.\, 2s_1 = \mu F v^3,$$

und daher:

$$P = \frac{60}{4ns_1}\,\mu F v^3 = \frac{15}{ns_1}\,\mu F v^3 = \frac{\mu F v^3}{2v_1},$$

wonach ſich nun die Dimenſionen der Dampfmaſchine berechnen laſſen (ſiehe II., §. 379 u. f. w.).

Beiſpiel. Bei einem Dampfſchiffe iſt die Länge der Schwimmfläche, $l = 144$ Fuß, die Breite derſelben, $b = \frac{1}{8}\,l = 18$ Fuß, und die Tauchung, $a = 0{,}2\,b = 3{,}6$ Fuß: ferner der Coefficient $\beta = 0{,}80$ und der Coefficient $\varphi = 0{,}45$; man ſucht die Kraft, welche nöthig iſt, um durch dieſes Schiff je

Digitized by Google

Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaschine.

eine Tonne, à 2000 Pfund, mit 12 Fuß Geschwindigkeit im stillstehenden Wasser fortzubewegen. Es ist der Inhalt des Hauptquerschnittes:

$$F = \beta\, a\, b = 0{,}80 \,.\, 3{,}6 \,.\, 18 = 51{,}84 \text{ Quadratfuß},$$

das Volumen des verdrängten Wassers:

$$V = \varphi\, a\, b\, l = 0{,}45 \,.\, 3{,}6 \,.\, 18 \,.\, 144 = 4199 \text{ Cubikfuß},$$

und folglich das ganze Gewicht des Schiffes:

$$V\gamma = 4199 \,.\, 66 = 277134 \text{ Pfund}.$$

Dieses Schiff ist jedenfalls nur klein zu nennen, daher setzen wir in der Formel $L = \mu F v^3$ für die mechanische Arbeit zu seiner Fortbewegung durch Dampfkraft, für μ den Maximalwerth 0,150 ein, so daß wir nun die Leistung

$$L = 0{,}15 \,.\, 51{,}84 \,.\, 12^3 = 13436 \text{ Fußpfund} = 26{,}35 \text{ Pferdekräfte}$$

und die entsprechende Kraft $\frac{L}{v} = 1120$ Pfund erhalten.

Nehmen wir an, daß das Gewicht des Schiffes mit Ausrüstung 70000 Pfund, das Gewicht der Dampfmaschine sammt Kessel und dessen Füllung 60000 Pfund und das nöthige Brennmaterial stündlich 300 Pfund, also für eine Fahrzeit von 8 Tagen im Ganzen $300 \,.\, 24 \,.\, 8 = 57600$ Pfund, und im Mittel 28800 Pfund betrage, so erhalten wir die Nutzlast:

$$Q = V\gamma - (70000 + 60000 + 28800) = 277134 - 158800$$
$$= 118334 \text{ Pfund}.$$

Es folgt hieraus das Verhältniß der Zugkraft zur Nutzlast:

$$\frac{L}{Qv} = \frac{1120}{118334} = \frac{1}{106}.$$

Es ist möglich, daß der Dampfwagenzug im Beispiel zu §. 296 ebenfalls eine Nutzlast von 118334 Pfund mit sich fortnehme. Nehmen wir der Vergleichung wegen die Eisenbahnstrecke söhlig an, so haben wir hier bei 50 Fuß Geschwindigkeit die Zugkraft $2050 \,.\, {}^5/_4 = 2562{,}5$ Pfund, und folglich das Verhältniß derselben zur Nutzlast:

$$\frac{L}{Qv} = \frac{2562{,}5}{118334} = \frac{1}{46};$$

also viel größer als bei dem obigen Transport durch das Dampfschiff. Bei 12 Fuß Geschwindigkeit wäre allerdings nach der letzten Formel in §. 295 die Zugkraft nur:

$$P + P_1 = {}^5/_4\,[(0{,}002679 + 0{,}000011741 \,.\, 144) \,.\, 217200 + 0{,}001307 \,.\, 160 \,.\, 144]$$
$$= {}^5/_4\,(0{,}00293 \,.\, 217200 + 0{,}2091 \,.\, 144) = 832{,}5 \text{ Pfund},$$

und daher ihr Verhältniß zur Nutzlast:

$$\frac{L}{Qv} = \frac{832{,}5}{118334} = \frac{1}{142},$$

also kleiner als bei dem obigen Wassertransport.

Wenn dasselbe Schiff in einem Flusse, dessen mittlere Geschwindigkeit $w = 3$ Fuß ist, stromauf mit $v = 12$ Fuß Geschwindigkeit bewegt werden soll, so ist die erforderliche Kraft:

$$P = \mu F (v + w)^2 = 0{,}15 \,.\, 51{,}84 \,.\, 15^2 \,.\, 1 = 1750 \text{ Pfund},$$

die Arbeit:

$$Pv = 1750 \,.\, 12 = 21000, \text{ und}$$

$$\frac{L}{Qv} = \frac{1750}{118334} = \frac{1}{68}.$$

Digitized by Google

Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaschine.

Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Ruderräder im letzteren Falle ist $c = 1{,}4\,(v + w) = 1{,}4 \,.\, 15 = 21$ Fuß, und nehmen wir den mittleren Durchmesser $2r$ eines Ruderrades $= {}^3/_5$ der Schiffshöhe, $= {}^3/_4$ der Schiffsbreite $b = {}^3/_4 \,.\, 18 = 13{,}5$ Fuß an, so erhalten wir die erforderliche Umdrehungszahl der Welle:

$$u = 9{,}549\,\frac{c}{r} = 9{,}549\,.\,\frac{21.2}{13{,}5} = 29{,}7,$$

wofür $= 30$ genommen werden kann.

Ferner ist $\frac{\zeta F}{\zeta_1 F_1} = \left(\frac{c}{v+w} - 1\right)^2 = 0{,}4^2 = 0{,}16$, folglich der Querschnitt der eingetauchten Schaufeln, $F_1 = \frac{\zeta F}{0{,}16\,\zeta_1} = 6{,}25\,.\,\frac{\zeta}{\zeta_1}F$, also wenn wir hier $\frac{\zeta}{\zeta_1} = 2\,.\,0{,}0274 = 0{,}0548$ setzen,

$F_1 = 6{,}25\,.\,0{,}0548\,F = 0{,}3425\,F = 0{,}3425\,.\,51{,}84 = 17{,}75$ Quadratfuß, wofür 18 Quadratfuß angenommen werden soll.

Macht man nun die Höhe h_1 einer Schaufel $= 0{,}2$ ihrer Breite b_1, so hat man hiernach:

$$2\,b_1\,h_1 = 0{,}4\,b_1^2 = F_1 = 18 \text{ Quadratfuß},$$

folglich:

$$b_1 = \sqrt{\frac{18}{0{,}4}} = \sqrt{45} = 6{,}71, \text{ also in runder Zahl } 6^3/_4 \text{ Fuß},$$

und

$$h_1 = 0{,}2\,.\,6{,}75 = 1{,}35, \text{ also in runder Zahl } = 1^1/_3 \text{ Fuß}.$$

Nehmen wir die mittlere Kolbengeschwindigkeit, nach II., §. 379, $v_1 = 43$ Zoll an, so erhalten wir den Kurbelhalbmesser:

$$r_1 = \frac{\pi\,v_1}{2\,c}\,r = \frac{43}{12\,.\,21}\,.\,\frac{13{,}5\,\pi}{4} = 1{,}809 \text{ Fuß},$$

also den Hub der Dampfmaschine:

$$s_1 = 2\,r_1 = 3{,}618 \text{ Fuß} = 43{,}3 \text{ Zoll},$$

und die Kolbenkraft beider Maschinen zusammengenommen:

$$Q = \frac{L}{v_1} = \frac{21000\,.\,12}{43} = 5860 \text{ Pfund}.$$

Nimmt man endlich noch an, daß jeder Kolben mit der mittleren Kraft von 4 Pfund pr. Quadratzoll Kolbenfläche wirkt, so folgt der Inhalt einer Kolbenfläche: $F_2 = \frac{5860}{2\,.\,4} = 735$ Quadratzoll, und folglich der Durchmesser derselben $d_2 = 30{,}6$ Zoll.

Ruderräder.

§. 319. Während sich die Höhe der Schaufelräder vorzüglich nach der Höhe des Schiffes außerhalb des Wassers richtet, wird die Höhe der Ruderräder durch die Tiefe der Eintauchung des Schiffes bestimmt. Es giebt Schaufelräder von 10 bis 30 Fuß Durchmesser, im Mittel aber nimmt man den letzteren $= {}^3/_5$ der ganzen Schiffshöhe. Die Schrauben- oder Flügelräder haben hingegen nur Durchmesser von 4 bis 15 Fuß, und zwar meist nahe gleich der Eintauchung oder Wassertracht. Je nach der Höhe der Schaufelräder ist die Umdrehungszahl derselben pr. Minute

Digitized by Google

Ruderräder. 6 bis 48; und aus demselben Grunde variirt auch die Umdrehungszahl der Schraubenräder zwischen 40 und 120. Die Anzahl der Schaufeln eines Schaufelrades richtet sich nach der Höhe desselben; nimmt man die äußere Entfernung je zweier Schaufeln von einander = 3 Fuß, so giebt der Durchmesser des Rades in Fußen beinahe die nöthige Anzahl der Radschaufeln. Ein Flügel- oder Schraubenrad enthält jetzt meist zwei, drei oder vier Flügel. Im Mittel ist die Ganghöhe der Schraubenfläche, wonach die Flügel gewunden sind, 1,25mal dem Durchmesser des Rades, und folglich der mittlere Steigwinkel α dieser Fläche (s. III., §. 135) durch

$$tang.\,\alpha = \frac{h}{2\,\pi\,r} = \frac{1{,}25}{3{,}14} = 0{,}40$$

bestimmt, wonach $\alpha = 23$ Grad ausfällt.

Die Größe der Schaufel- und Flügelflächen der Ruderräder ist natürlich durch die Größe des Schiffswiderstandes oder durch die Stärke der Dampfmaschine bestimmt. Bei kleinen Flußschiffen nimmt man das Verhältniß $\frac{F_1}{F}$ der beiden eingetauchten Schaufelflächen zum Hauptquerschnitt des Schiffes nahe 0,4, und bei großen Seeschiffen nur circa 0,2.

Jedenfalls sind die langen und schmalen Radschaufeln den kurzen und breiten vorzuziehen; bei schmalen Flußschiffen ist deshalb das Verhältniß der Schaufelbreite zur Schaufellänge nur $^1/_7$ bis $^1/_6$, und bei breiten Seeschiffen $^1/_5$ bis $^1/_4$. Die Blätter oder Flügel der Schraubenräder haben mehr oder weniger die Formen von Kreissectoren, und nehmen, je nachdem ihre Anzahl kleiner oder größer ist, ein bis zwei Drittel der Fläche ihres Umdrehungskreises ein.

Das Verhältniß der mittleren Geschwindigkeit c einer Radschaufel zu der des Schiffes v ist 1,25 bis 1,4; und das Verhältniß der mittleren Geschwindigkeit eines Radflügels in axieller Richtung zu der des Schiffes im Mittel 1,2. Man nennt die Differenz $c\,tang.\,\alpha - v = 0{,}2$ den Rücklauf (engl. the slip) der Schraube. Es ist nicht immer ein Vorzug, wenn dieser Rücklauf sehr klein ausfällt, weil diese Kleinheit sehr gewöhnlich ihren Grund in der unzweckmäßigen Form des Hinterschiffes hat. Wenn die Wasserlinien nach dem Hinterschiff nicht ganz scharf zulaufen, so geräth das Wasser hinter dem Schiffe in eine bedeutende Bewegung, indem es den hinter dem Schiffe frei werdenden Raum ausfüllt, und dabei der Umdrehungsbewegung der Schraube entgegenwirkt. Dabei geht allerdings auch ein Theil der Wirkung des Wassers auf das Hinterschiff verloren, welches wieder eine Vergrößerung des Schiffswiderstandes im Ganzen zur Folge hat. Bewegt sich das Wasser hinter dem Schiffe mit der Geschwindigkeit w in der Richtung des Schiffes, so ist die relative Ge-

ſchwindigkeit, mit deren Quadrat der Widerſtand des Waſſers gegen die Schraube proportional wächſt: Ruderräder.

$$c_1 = c\ tang.\ \alpha + w - v,$$

und es fällt daher der Rücklauf der Schraube:

$$c\ tang.\ \alpha - v = c_1 - w,$$

bei conſtantem c_1 oder conſtanter Dampfkraft um ſo kleiner aus, je größer die Geſchwindigkeit des dem Hinterſchiffe nachſtrömenden Waſſers iſt. Iſt $w = c$, ſo fällt natürlich der Rücklauf Null aus, und iſt $w > c$, ſo wird derſelbe ſogar negativ.

Der Rücklauf der Ruderräder, und zwar nicht bloß der Schrauben-, ſondern auch der Schaufelräder fällt beſonders noch dann ſehr klein aus, wenn die Schiffe durch die Dampf- und Windkraft zugleich in Bewegung geſetzt werden. Iſt P die Windkraft, $P_1 = k_1 F_1 (c - v)^2$ die Kraft der Schaufelräder und $W = k F v^2$ der Widerſtand des Schiffes, ſo haben wir:

$$P + P_1 = W, \text{ d. i. } P + k_1 F_1 (c - v)^2 = k F v^2,$$

und daher den Rücklauf:

$$c - v = \sqrt{\frac{k F v^2 - P}{k_1 F_1}}.$$

Wäre nun die Dampfkraft, und alſo auch $c - v$ conſtant, ſo würden c und v mit P wachſen; da aber die Kraft der Dampfmaſchine ſich um ſo mehr der Null nähert, je größer c wird, ſo giebt es bei einer ſehr großen Windkraft eine Geſchwindigkeit:

$$c = v = \sqrt{\frac{P}{k F}},$$

bei welcher der Wind die alleinige Triebkraft iſt. Um in den Fällen, wenn in Folge der Wind- oder Segelkraft die Geſchwindigkeit c eine ungewöhnlich große wird, die Dampfkraft nicht unzweckmäßig oder gar unnütz zu verwenden, verſieht man die Ruderräder mit einer Ein- und Ausrückvorrichtung (ſ. III., §. 202), wodurch die Verbindung der Ruderräder mit der Dampfmaſchine ganz aufgehoben werden kann. Sowie das Ausrücken des Ruderrades erfolgt iſt, nimmt daſſelbe eine Umdrehungsgeſchwindigkeit c an, welche der Schiffsgeſchwindigkeit v faſt gleichkommt.

§. 320. Bei der Conſtruction der Schaufelräder ſind mannigfaltige Veränderungen verſucht worden, man iſt jedoch immer wieder zu der gewöhnlichen einfachen Form derſelben zurückgekehrt, wobei die hölzernen Schaufeln in radialer Richtung zwiſchen zwei eiſernen Reifen auf den Enden der eiſernen Radarme befeſtigt ſind. Die untere Hälfte eines ſolchen Schaufelräder.

Digitized by Google

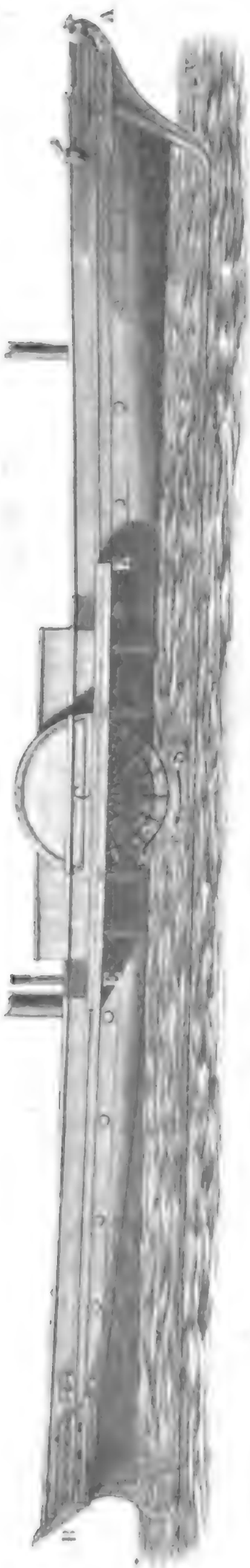


Fig. 635.

Schaufelrades führt das in Fig. 635 abgebildete Dampfſchiff AB vor Augen. Die Axe C, um welche ſich das Rad dreht, iſt von dem halbkreisförmigen Radkaſten D, welcher auf dem Radgeſtelle EE ruht, verdeckt. Während das Rad in der Richtung des Pfeiles umgedreht wird und die Schaufeln S deſſelben mit der Geſchwindigkeit c gegen das Waſſer ſchlagen, bewegt ſich das Schiff in der umgekehrten Richtung mit der Geſchwindigkeit v fort. Da das Rad mit dem Schiffe zugleich fortgeht, ſo bewegen ſich die Schaufeln deſſelben in einer Cycloide, und zwar nicht in einer gemeinen Cycloide, ſondern in einer verkürzten Cycloide $ABDEFBG$, Fig. 636, weil die Umdrehungsgeſchwindigkeit c der Schaufel A größer iſt als die fortſchreitende Geſchwindigkeit v derſelben. Um dieſe Curve zu conſtruiren, ziehen wir zunächſt durch die Mitte K der unterſten Radſchaufel eine Horizontale, und tragen hierauf den Weg $KE = \frac{v}{c}$ mal Halbkreis AHK $= \frac{v}{c} \cdot \pi a$ auf, um welchen ſich das Rad horizontal fortbewegt, während es eine halbe Umdrehung macht, während alſo auch die Schaufel A nach E kommt. Nun theilen wir den mittleren Schaufelkreis AK in gleiche Theile, führen durch die Theilpunkte 1, 2, 3 ... deſſelben ebenfalls Horizontalen, und tragen auf dieſelben die entſprechenden Wege des Rades in gerader Linie, alſo z. B.:

$$1\alpha = \frac{\text{Bog. } A1}{\text{Halbkr. } AK} \cdot KE = {}^1/_6\, KE,$$

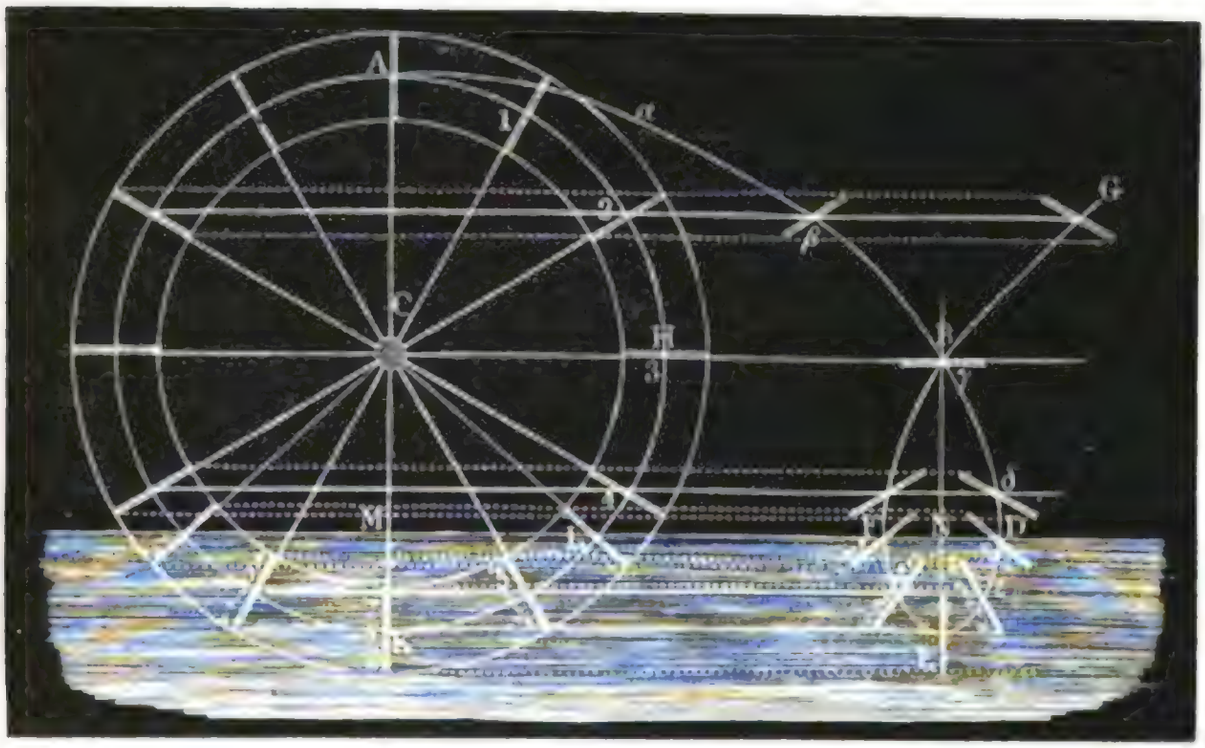
$$2\beta = \frac{\text{Bog } A2}{\text{Halbkr. } AK} \cdot KE = {}^2/_6\, KE,$$

$$3\gamma = \frac{\text{Bog. } A3}{\text{Halbkr. } AK} \cdot KE = {}^3/_6\, KE$$

u. ſ. w. auf; die ſich dadurch ergebenden Punkte α, b, γ, δ, ε u. ſ. w. liegen in der

gesuchten Cycloide. Zieht man nun noch durch diese Punkte Parallelen zu den entsprechenden Radhalbmessern, so erhält man durch sie auch die Richtung, welche jede Schaufel in ihrer jedesmaligen Stellung einnimmt. Schaufelräder.

Fig. 636.



Aus dem mittleren Radhalbmesser $CA = CK = a$ und dem Umdrehungswinkel $ACL = \varphi^0$, ergiebt sich der entsprechende Umdrehungsbogen $AHL = a\varphi$, ferner die Abscisse des entsprechenden Cycloidenbogens ABD:

$$x = AM = AC + CM = a\,(1 - cos.\,\varphi),$$

und die zugehörige Ordinate:

$$y = MD = ML + LD = a\,sin.\,\varphi + \frac{v}{c}\,a\varphi = a\left(sin.\,\varphi + \frac{v}{c}\varphi\right).$$

Um nun die Punkte D und F zu finden, wo die Schaufel vertikal ab- und aufsteigt, machen wir $cos.\,\varphi = -\frac{v}{c}$. Den dadurch bestimmten Umdrehungswinkeln entspricht der Maximalwerth MD und der Minimalwerth MF der Ordinate y, und zieht man nun beide Werthe von einander ab, so erhält man den größten Weg FD, welchen eine Schaufel unter dem Wasser in horizontaler Richtung zurücklegen kann. Die Höhe EN der eminenten Punkte D und F über dem Fußpunkte E der Schaufelbahn ist:

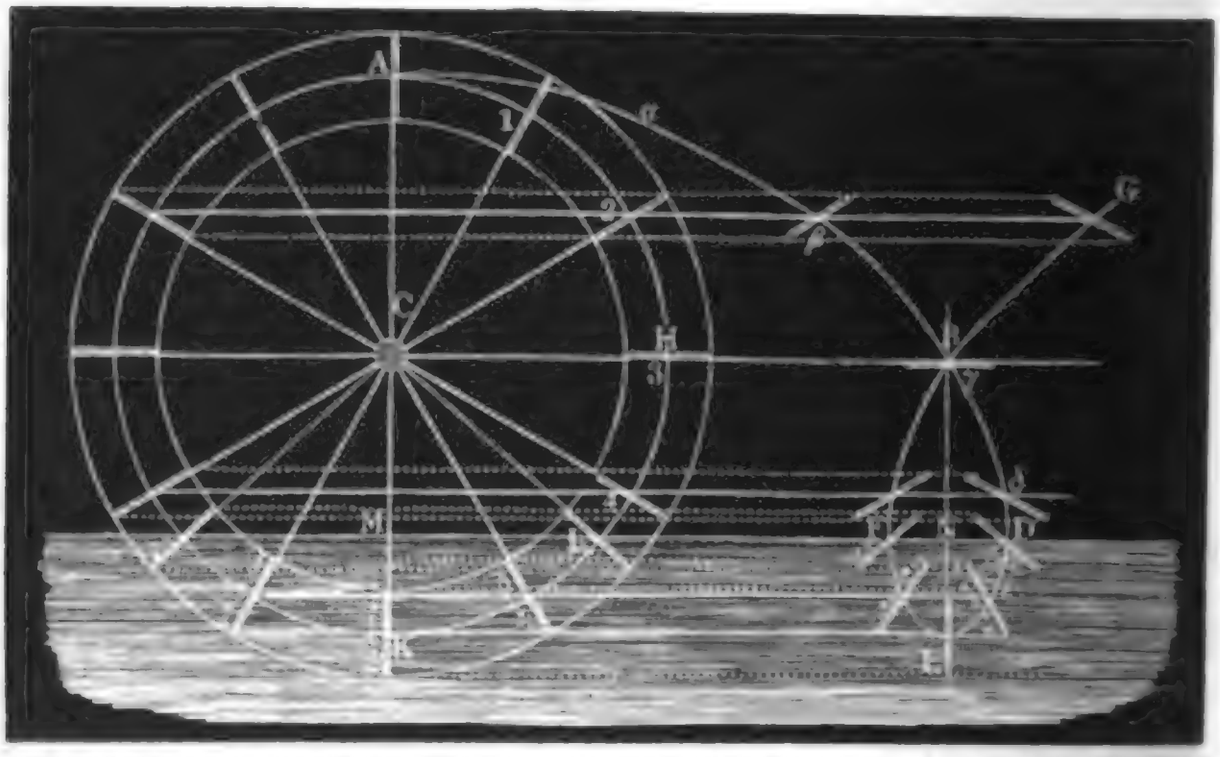
$$z = MK = CK - CM = a\,(1 + cos.\,\varphi) = \frac{c - v}{c}\,a.$$

Da der horizontale Component der Umdrehungsbewegung der Schaufeln

Schaufelräder.

nur unterhalb D und F der fortschreitenden Bewegung des Schiffes entgegengesetzt ist, so findet auch nur bei Durchlaufung des Weges DEF eine nützliche Wirkung der Schaufeln statt, und man soll daher das Rad

Fig. 637.



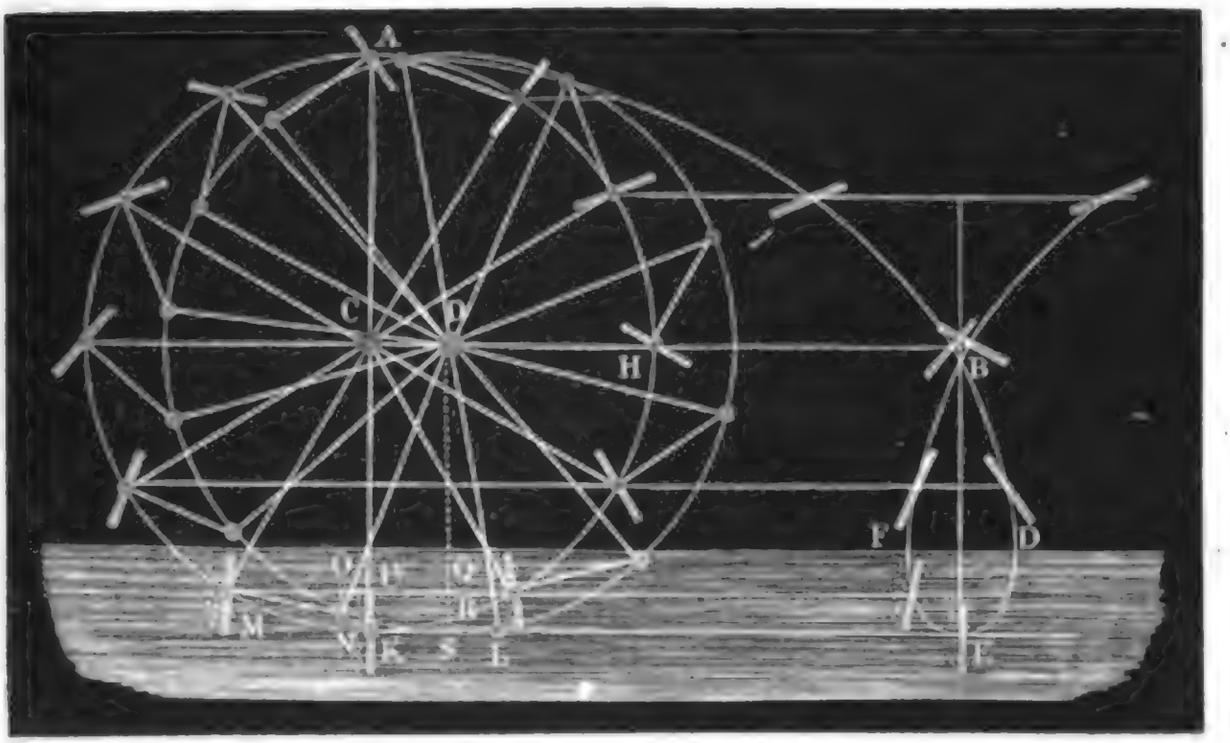
nie so tief in das Wasser eintauchen, daß die Punkte D und F unter die Oberfläche desselben zu liegen kommen. Bei einer größeren Eintauchung, wie sie etwa vorkommt, wenn das Schiff übermäßig belastet ist, schlagen die Schaufeln beim Ein- und Austritt aus dem Wasser mit der Rückseite gegen das Wasser, wodurch also ein Theil der Kraft wieder verloren geht, welcher während Durchlaufung des Weges DEF gewonnen wird.

Bei der radialen Schaufelstellung, wie wir sie im Vorstehenden vorausgesetzt haben, treten die Schaufeln, zumal wenn sie tief ins Wasser eintauchen, bedeutend schräg in das Wasser ein, und aus demselben Grunde schieben sie das Wasser nicht bloß horizontal, sondern auch geneigt, und zwar beim Eintritt in das Wasser nach unten, und beim Austritt aus demselben nach oben vor sich hin, wobei also auch das Wasser nicht bloß horizontal, sondern auch vertikal auf- und abwärts auf das Schiff zurückwirkt. Hierbei findet natürlich nicht bloß eine unvollkommene Kraftbenutzung statt, sondern es wird auch dadurch das Schiff in zitternde Bewegungen versetzt. Um diese Uebelstände der Ruderräder zu beseitigen, hat man denselben drehbare Schaufeln gegeben, welche sich bei ihrer Bewegung im Wasser in ganz oder beinahe vertikaler Stellung erhalten. Hierher gehören vorzüglich die Räder von Buchanan und Morgan. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Rades ersieht man aus Fig. 638. AHK ist wieder das um die Axe C umlaufende Rad; jede Schaufel des-

Digitized by Google

ſelben hat in ihrer Mitte eine horizontale Axe, wie z. B. K, und einen Arm KL, deſſen Ende L durch ein Charnier mit einem anderen Rade verbunden iſt, welches eine beſondere Drehungsaxe D und mit dem Schau- Schaufelräder.

Fig. 638.



felrade gleiche Höhe hat. In Folge dieſer Verbindung der beiden Räder wird nun das eine durch das andere zugleich mit in Umdrehung geſetzt, wobei die Schaufelarme zwar nach und nach andere Richtungen annehmen, jedoch nahe am Radtiefſten ziemlich horizontal bleiben, wenn ihre Länge l die Excentricität CD nicht viel übertrifft. Befeſtigt man dann die Schaufeln ſo auf ihre Umdrehungsaxen, daß ihre Ebenen rechtwinkelig gegen die Arme derſelben ſtehen, oder daß jede Schaufel in ihrer unterſten Stellung eine vertikale Lage annimmt, ſo wird ſie dann auch bei den übrigen Stellungen unter Waſſer noch ziemlich vertikal bleiben. Uebrigens durchläuft natürlich auch hier die Schaufelaxe eine Cycloide $ABDEF$, wovon nur ein gewiſſer Bogen DEF unter Waſſer liegt. Hat ſich die Schaufelaxe M von dem Fußpunkte K aus um den Drehungswinkel $MCK = \varphi$ entfernt, ſo nimmt die Neigung des Schaufelarmes MN gegen den Horizont einen Werth $NMO = \psi$ an, welcher durch den Ausdruck $\sin.\psi = \frac{NO}{MN}$ beſtimmt wird.

Nun iſt aber:

$$MN = l \text{ und}$$
$$NO = RQ = SQ - SR = KU - SR$$

annähernd:

Digitized by Google

Schaufelräder.

$$= \frac{\overline{MU}^2}{8a} - \frac{\overline{NR}^2}{8a} = \frac{(a \sin.\varphi)^2 - (a \sin.\varphi + e - l)^2}{8a}$$
$$= \frac{2(l-e)\, a \sin.\varphi - (l-e)^2}{8a},$$

daher folgt:

$$\sin.\psi = \frac{(l-e)\sin.\varphi}{4l} - \frac{(l-e)^2}{8al} = \frac{l-e}{4l}\left(\sin.\varphi - \frac{l-e}{2a}\right).$$

Es fällt also die Neigung der Schaufelarme gegen den Horizont, und folglich auch die Abweichung der Schaufelebenen von der Vertikalen um so kleiner aus, je kleiner nicht allein der Drehungswinkel φ, sondern auch je kleiner das Verhältniß $\frac{l-e}{l}$ ist. Für $\varphi = 0$ hat man hiernach:

$$\sin.\psi = -\frac{(l-e)^2}{8la};$$

damit folglich die Schaufel bei ihrem tiefsten Stande vertikal stehe, muß ihre Ebene um den Winkel $90^0 - \psi$, wo ψ durch die letzte Formel zu bestimmen ist, von der Richtung ihres Armes abweichen.

Anmerkung. Bei den Schaufelrädern von Field ist jede Schaufel aus mehreren schmäleren Theilen zusammengesetzt, welche stufenförmig, und zwar in einem Cycloidenbogen hinter einander stehen und schmale Zwischenräume zwischen sich lassen. Man hat durch diese Schaufelconstruction das Stauchen der Schaufeln beim Ein- und Austritt aus dem Wasser beseitigen wollen. Es ist dies jedoch sehr unvollkommen gelungen; und vielmehr die Leistung der Ruderräder dadurch, wie es scheint, etwas herabgezogen worden. Mit Vortheil wendet man dagegen, vorzüglich in Amerika, Ruderräder an, welche durch ein mittleres Armsystem in zwei gleiche Theile getheilt werden, deren Schaufelungen gegen einander so versetzt sind, daß je eine Schaufel der einen Abtheilung mit der Mitte der Theilung zwischen je zwei Schaufeln der anderen Abtheilung zusammenfällt. Hierbei erhalten die mittleren Radarme eine solche Breite, daß sich die Schaufeln der einen Abtheilung auf der einen und die der anderen Abtheilung auf der anderen Seite derselben befestigen lassen.

Andere Aenderungen, welche man an der Construction der Schaufelräder versucht hat, erstrecken sich bloß auf die Form der Schaufeln. Nach den Versuchen des Amerikaners Ewbank sollen namentlich trianguläre Schaufeln, deren Spitzen der Radare zugekehrt sind, doppelt so viel leisten als rectanguläre von gleichem Flächeninhalte. Näheres hierüber s. The steam engine by Tredgold, Vol. III., London 1852.

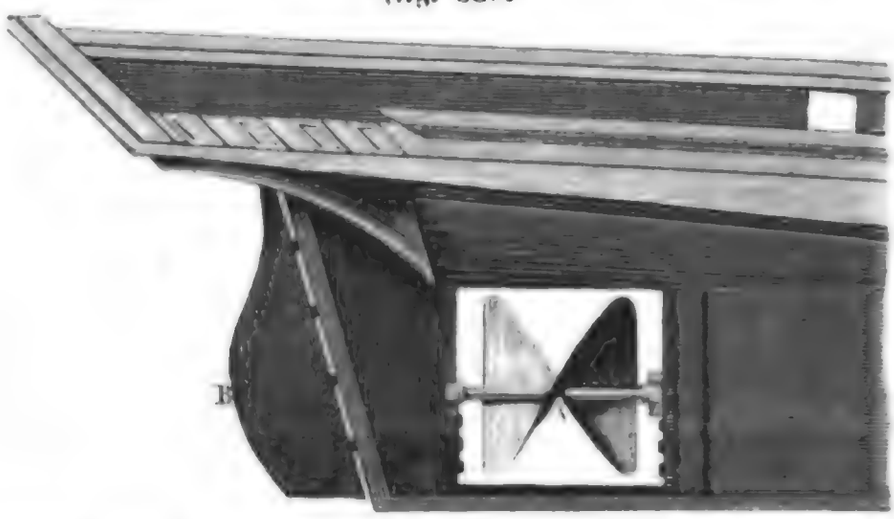
Schraubenräder.

§. 321. Die Schaufelräder vereinigen mehrere Nachtheile in sich, welche durch Anwendung der Schraubenräder vermieden werden können. Die Schaufelräder zu beiden Seiten des Schiffes erschweren nicht allein die Wendung, sondern auch die Durchfahrt des Schiffes durch enge Fahrwasser, und sind überhaupt den Zerstörungen weit mehr ausgesetzt als die viel kleineren und ganz unter Wasser befindlichen Schraubenräder, die

Digitized by Google

dafür aber auch einen viel größeren Tiefgang des Schiffes erfordern und eben deshalb nur bei Meerſchiffen in Anwendung kommen. Der wichtigſte Nachtheil der Schaufelräder beſteht darin, daß die Wirkung derſelben nur bei einer gewiſſen Eintauchung und alſo auch nur bei einem gewiſſen Tiefgang des Schiffes eine vortheilhafte iſt, daß dieſelbe nicht bloß kleiner ausfällt, wenn die Schaufeln nur zum Theil, ſondern auch wenn dieſelben zu tief in das Waſſer eintauchen. Deshalb können alſo die Schaufelräder nicht mit Vortheil arbeiten, wenn die Belaſtung eines Schiffes variabel iſt, was z. B. in bedeutendem Maaße eintritt, wenn das Schiff auf einer größeren Reiſe den Brennmaterialbedarf mit ſich fortnehmen muß. Der Effect der Schraubenräder iſt dagegen von dem Tiefgang des Schiffes gar nicht abhängig, und überhaupt, unter übrigens gleichen Verhältniſſen, größer als der der Schaufelräder. Man hat den Schraubenrädern nach und nach ſehr verſchiedene Formen gegeben. Das erſte Schraubenſchiff, der »Archimedes«, erbaut 1840 von dem Engländer Smith, beſtand aus einer Schraube mit einer einzigen Windung von 360 Grad; ſpäter conſtruirte man aber mit Vortheil Schrauben mit zwei Windungen zu je 180 Grad, wie z. B. *A*, Fig. 639. Ericſon u. A. Schraubenräder.

Fig. 639.



conſtruirten Ruderräder mit ſechs aus dem Umfange eines Ringes hervorſtehenden ſchraubenförmigen Flügeln von je nur 30 Grad, und in den neueſten Zeiten conſtruirt man Schraubenräder mit zwei bis vier Flügeln. Die vordere Anſicht und den Grundriß eines ſolchen dreiflügeligen Rades *F G L C* führt Fig. 640 (a. f. S.) vor Augen; die Seitenanſicht und den Grundriß eines zweiflügeligen Rades von Maudslay zeigt Fig. 641 (a. f. S.). Die Flügel *A* und *B* laſſen ſich hier durch einen beſonderen Hebelmechanismus *E F G* u. ſ. w. mit ihren zapfenförmigen Stielen in dem Muffe drehen, welcher auf der Welle *C* feſtſitzt. Um nun bei Benutzung der Windkraft nicht das ganze Rad aus der Verbindung mit der Triebwelle bringen zu müſſen, hat man hier nur nöthig, durch den ange-

Digitized by Google

Schraubenräder.

deuteten Mechanismus die Flügel so zu drehen, daß sie nahe die Axenrichtung des Schiffes annehmen; und um die Flügel in dieser Lage zu erhalten, läßt man noch die am Ende eines senkrechten Stieles $H K$ ange-

Fig. 640.

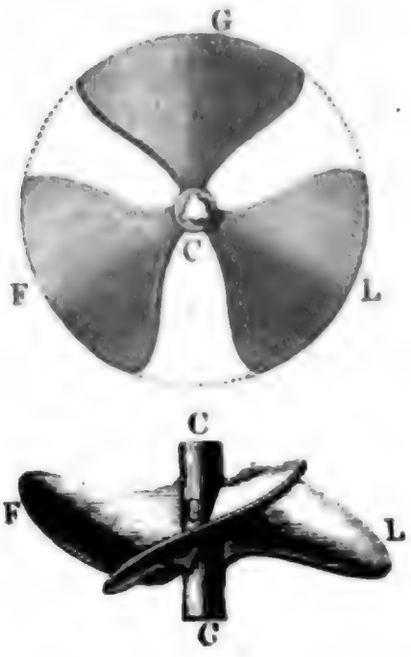
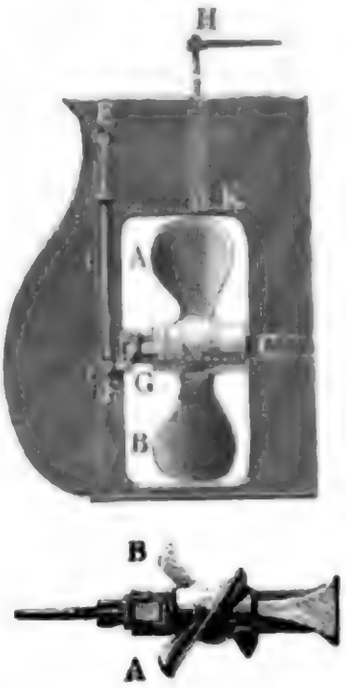


Fig. 641.



brachte Klammer K herab, und erfaßt damit den einen Flügel an seinem äußersten Ende. Das Flügel- oder Schraubenrad hat vor dem Schaufelrad das voraus, daß bei demselben die Wirkung der Flügel auf das Wasser eine continuirliche und folglich bei gleicher Fläche eine größere ist als bei den Schaufelrädern (vergl. den Artikel Windräder in II., §. 246). Deshalb ist denn auch die Größe sämmtlicher Flügelflächen kleiner als die sämmtlicher Schaufeln eines Schaufelrades, und folglich bei gleicher Leistung ein Flügelrad viel kleiner als ein Schaufelrad. Hierzu kommt natürlich noch, daß bei den Flügelrädern die nachtheiligen Wirkungen beim Ein- und Austritt der Schaufeln aus dem Wasser ganz wegfallen.

Um mit möglichster Schärfe die Wirkung des Schraubenrades mittels der Formel für die Axenkraft:

$$P = 3\,\frac{(c\ sin.\,\alpha - v\ cos.\,\alpha)^2}{2\,g}\,F\gamma\ cos.\,\alpha \quad \text{(s. II., §. 257)}$$

zu finden, bedarf es noch einer besonderen Integration, da die Geschwindigkeit c des Rades in verschiedenen Entfernungen von der Axe verschieden ist. Ist ω die Winkelgeschwindigkeit des Rades, und z der Abstand eines Flügelelementes von der Umdrehungsaxe, so haben wir dessen Geschwindigkeit $c = \omega z$, und ist r der äußerste Radhalbmesser, sowie h die äußerste Schraubenganghöhe, so hat man nach §. 135:

$$tang.\,\alpha = \frac{h}{2\,\pi\,z}, \quad \text{und daher:} \quad c\ tang.\,\alpha = \frac{\omega\,h}{2\,\pi}.$$

Schraubenräder.

Nun ist, wenn wir die obige Formel nur auf ein Element der Fläche anwenden:

$$dP = \frac{3\gamma}{2g}\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2 (cos.\,\alpha)^3\, dF$$

oder, da

$$dF \,.\, cos.\,\alpha = dG,$$

d. i. die kreisförmige Projection der Schraubenfläche rechtwinkelig gegen die Umdrehungsaxe ausdrückt:

$$dP = \frac{3\gamma}{2g}\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2 (cos.\,\alpha)^2\, dG.$$

Das Element dG ist ein schmaler Kreisring vom Halbmesser z, von einem gegebenen Centriwinkel β^0 und von der Breite dz, daher:

$$dG = \beta z\, dz,$$

oder, da aus dem Obigen

$z = \frac{h}{2\pi} cotg.\,\alpha$, und hieraus wieder $dz = -\frac{h\,d\,a}{2\pi\ sin.\,\alpha^2}$ folgt,

$$dP = -\frac{3\gamma\beta}{2g}\left(\frac{h}{2\pi}\right)^2\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2 (cotg.\,\alpha)^3\ .\ d\alpha.$$

Nun ist:

$$\int (cotg.\,\alpha)^3\, d\alpha = -\frac{1}{2\ sin.\,\alpha^2} - Ln.\ sin.\,\alpha,$$

folglich:

$$\int_{\frac{\pi}{2}}^{0} = -\frac{1 - sin.\,\alpha^2}{2\ sin.\,\alpha^2} + Ln.\ sin.\,\frac{\pi}{2} - Ln.\ sin.\,\alpha$$

$$= -\frac{(cotg.\,\alpha)^2}{2} - Ln.\ sin.\,\alpha,$$

daher die ganze Kraft des Flügelrades:

$$P = \frac{3\gamma\beta}{2g}\left(\frac{h}{2\pi}\right)^2\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2\left(\frac{(cotg.\,\alpha)^2}{2} + Ln.\ sin\,\alpha\right).$$

Ferner ist der Inhalt der Flügelprojection winkelrecht zur Axe:

$$G = \beta\int z\,dz = \frac{\beta z^2}{2} = \frac{\beta}{2}\left(\frac{h}{2\pi}\right)^2 (cotg.\,\alpha)^2;$$

daher läßt sich auch

$$P = \frac{3\gamma\beta}{2g}\left(\frac{h}{2\pi}\right)^2\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2 \frac{2}{\beta}\left(\frac{2\pi}{h}\right)^2 (tang.\,\alpha)^2\left(\frac{(cotg.\,\alpha)^2}{2} + Ln\ sin\,\alpha\right)G$$

$$= \frac{3\gamma}{2g}\left(\frac{\omega h}{2\pi} - v\right)^2 .\ [1 + 2\ (tang.\,\alpha)^2\ Ln.\ sin.\,\alpha]\ .\ G$$

setzen.

Digitized by Google

Schraubenräder.

Führen wir jetzt $c = \omega r$ und $tang.\,\alpha = \frac{h}{2\pi r}$ ein, wobei wir c und α auf den äußerſten Radumfang beziehen, ſo erhalten wir:

$$P = \frac{3\gamma}{2g}(c\,tang\,\alpha - v)^2\,[1 + 2\,(tang.\,\alpha)^2\,Ln.\,sin.\,\alpha]\,G.$$

Bezeichnen wir nun $3\,[1 + 2\,(tang.\,\alpha)^2\,Ln.\,sin.\,\alpha]$ durch ζ_1, ſo ergiebt ſich:

$$P = \zeta_1 \frac{(c\,tang.\,\alpha - v)^2}{2g} G\gamma;$$

und da nun noch $P =$ dem Widerſtande $\zeta \frac{F v^2}{2g}\gamma$ des Schiffes gleich zu ſetzen iſt, ſo folgt:

$$c\,tang.\,\alpha - v = v\sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 G}},$$

daher:

$$c\,tang.\,\alpha = v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 G}}\right),$$

und folglich die erforderliche Arbeit des Ruderrades:

$$L = P\,c\,tang.\,\alpha = \zeta \frac{F v^2}{2g}\gamma \cdot v\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 G}}\right)$$

$$= \zeta \frac{F v^3}{2g}\gamma\left(1 + \sqrt{\frac{\zeta F}{\zeta_1 G}}\right).$$

Dampfſchiffsmaſchinen.

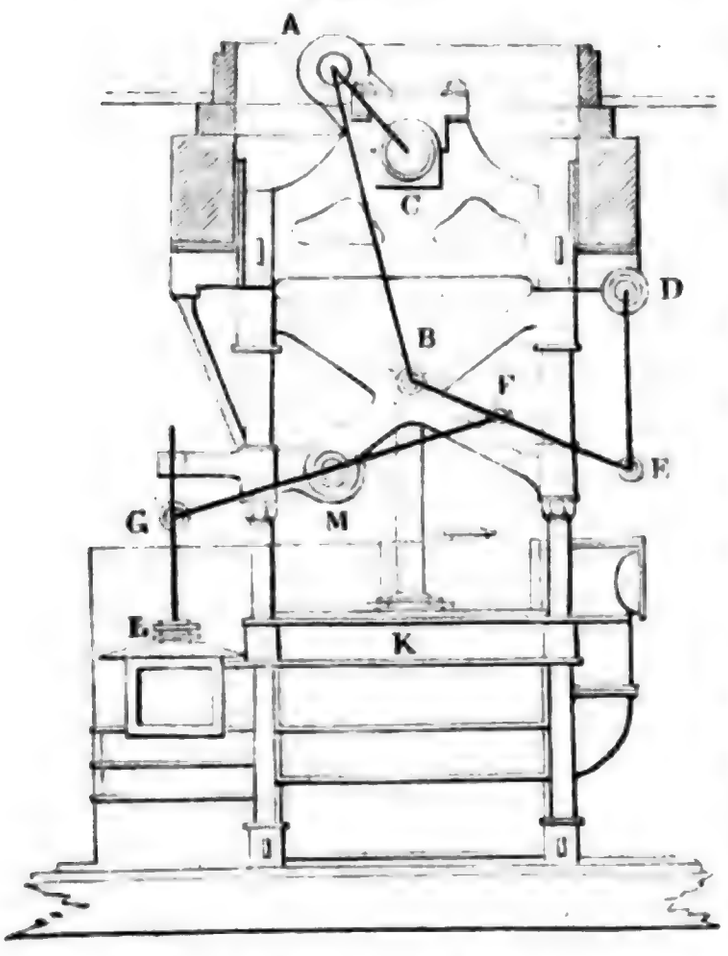
§. 322. Die Dampfmaſchinen, welche zur Bewegung der Dampfſchiffe dienen, ſind in der Regel gewöhnliche Watt'ſche Maſchinen mit Condenſation; jedoch wendet man auch zur Erzielung eines kleineren Gewichtes in neuerer Zeit Hochdruckmaſchinen an. Da dieſe Maſchinen keine Anwendung eines Schwungrades geſtatten, ſo läßt man ſie in der Regel aus zwei Dampfcylindern beſtehen, und giebt der nahe unter das Verdeck zu legenden Welle für jeden Dampfkolben eine beſondere Kröpfung. Um eine möglichſt gleichförmige Umdrehungsbewegung zu erzielen, läßt man die Warzen der beiden Kröpfe oder Krummzapfen genau wie bei der Treibaxe eines Dampfwagens um 90 Grad von einander abſtehen. Wegen der Beſchränktheit des Raumes und um auch eine größere Anzahl von Spielen oder Umdrehungen zu erhalten, giebt man den Schiffsmaſchinen immer einen kleinen Hub, der vielleicht noch nicht einmal der Cylinderweite gleich kommt. Die erſten Schiffsmaſchinen waren Balanciermaſchinen. Um das Verdeck frei zu laſſen, mußten die Balanciers unter der Welle, und zwar nahe über dem Schiffsboden gelagert werden, und um die Kolbenſtange mittels der bekannten Geradführung (ſ. Fig. 271, §. 130) zu be-

Digitized by Google

wirken, war es auch nöthig, jeden Balancier aus zwei gleichen, um eine gemeinschaftliche Axe schwingenden und den Dampfcylinder zwischen sich fassenden Theilen bestehen zu lassen. In den neueren Zeiten wendet man aber meist nur direct wirkende Maschinen an, wobei man circa ein Drittel des Raumes und zwei Fünftel des Gewichtes erspart. Dampfschiffmaschinen

Sehr mannigfaltig sind die direct wirkenden Maschinen. Sie sind entweder solche mit feststehenden, oder solche mit schwingenden Cylindern. Bei den letzteren wird die Kurbelwarze unmittelbar von dem Kopfe der Kolbenstange ergriffen, und bei den ersteren wird die Verbindung der Kolbenstange mit der Kurbel durch eine Kurbelstange bewirkt. Hierbei ist natürlich eine besondere Senkrechtführung nöthig, welche, wie wir aus §. 121 u. s. w. wissen, entweder aus einem Hebelmechanismus, oder aus einem festen Leitungsrahmen bestehen kann. Die oscillirenden Dampfmaschinen von Penn, bei welchen der Dampf durch die hohle Schwingungsaxe zu- und abgeführt wird, und die Kolbenstangen außer den Stopfbüchsen ohne eine weitere Geradführung auf die Krummzapfen wirken, haben eine allgemeine Verbreitung erlangt. Bei den Maschinen mit feststehenden Cylindern wird das aus §. 133 bekannte Princip der Senkrechtführung mit einem schwingenden Träger sehr gewöhnlich angewendet. Die Skizze einer solchen Maschine von Fairbairn u. Comp. führt Fig. 642 vor Augen. Es ist hier C die Kurbelwelle, A die Kurbelwarze, AB die Kurbelstange, BK die Kolbenstange, ferner DE der um die Axe D schwingende Träger, und MF der um M schwingende Lenkarm, welcher das Gelenk BE in F und die Kolbenstange GL der Luft- und Warmwasserpumpe in G ergreift. Auch hat man bei diesen direct wirkenden Maschinen das in §. 122 behandelte und durch Fig. 254 illustrirte Princip mit hohler Kolbenstange angewendet. Um durch diese hohle Kolbenstange so wenig wie möglich an Kolbenfläche zu verlieren, ist

Fig. 642.



Digitized by Google

Dampfſchiffs-maſchinen.

bei den Maſchinen von Mr. Humphry der Querſchnitt derſelben länglich geformt worden.

Sehr mannigfach ſind die direct wirkenden Maſchinen mit feſten Leitungen. Bei den Maſchinen von Rennie, Bury ꝛc. laufen die Leitungen an den Seiten des Dampfcylinders herab, und bei der Maſchine von Maudslay und Field liegen ſie zwiſchen zwei Dampfcylindern, deren Kolbenſtangen durch ein Tförmiges Querhaupt zuſammengekuppelt ſind, und folglich auch gemeinſchaftlich auf- und niedergehen Der Leitungsblock, welcher das Ende der Kurbelſtange mit dem Querhaupte verbindet, ſitzt hier am vertikal herabgehenden Stiele des letzteren.

Wenn man endlich die Dampfkolben mit zwei oder vier Kolbenſtangen ausrüſtet, ſo kann man den Krummzapfen dicht über den Dampfcylinder legen, wodurch natürlich eine bedeutende Höhe für dieſe Cylinder gewonnen wird. Es kommt dann das Querhaupt der Kolbenſtangen, und deſſen aus cylindriſchen Stangen beſtehende Führung über die Welle, und folglich auch über das Verdeck zu liegen. Dieſe Maſchinen kommen ſehr gewöhnlich auf den Dampfſchiffen vor, welche auf dem Clyde fahren, und ſind unter dem Namen steeple-engines bekannt.

Meiſt ganz abweichend hiervon ſind die nordamerikaniſchen Dampfſchiffsmaſchinen. Dieſe arbeiten mit einem enormen Dampfdruck von vielleicht 100 Pfund pr. Quadratzoll, befinden ſich über dem Verdeck und haben oft nur einen Cylinder und einen ſehr großen Kolbenhub von 10 Fuß.

Die weſentliche Einrichtung einer Dampfſchiffsmaſchine iſt aus dem Querſchnitt in Fig. 643 zu erſehen. Es iſt hier ACA_1 die Triebwelle mit den beiden Ruderrädern A. A_1 und den Krummzapfen B. B_1. Ferner ſieht man in D den einen Dampfcylinder, ſammt ſeiner Kolbenſtange EF und dem Querhaupte F der letzteren. Die Kurbelſtange zwiſchen BF iſt abgenommen, dagegen iſt aber die Kurbelſtange B_1F_1 der anderen Maſchine vollſtändig ſichtbar. Noch ſieht man in dieſer Abbildung bei G den Durchſchnitt der Dampfkammer des einen Cylinders, in K das Aeußere des Condenſators, in H das der Luft- und Warmwaſſerpumpe, in L das hierzu gehörige Austragerohr, in M. M Hähne zum Ein- und Auslaſſen des Condenſations- und Keſſelwaſſers, in N das eine Excentrik u. ſ. w. Die Geradführungen dieſer Maſchinen ſind genau wie Fig. 642 andeutet.

Zur Umdrehung der Schraubenräder wendet man am einfachſten direct wirkende Dampfmaſchinen mit horizontal liegenden Cylindern an. Um dieſelben pr. Minute 80 bis 90 Spiele machen laſſen zu können, iſt es nöthig, ihren Schub auf das Minimum zu beſchränken. Wenn nun auch durch dieſe große Anzahl von Spielen die Dampfkraft nicht anſehnlich herabgezogen wird, ſo iſt es jedoch ganz unvortheilhaft, die Luft- und Warm-

Digitized by Google

waſſerpumpe mit ſo großer Geſchwindigkeit arbeiten zu laſſen. Aus dieſem Grunde leiſtet man hier entweder auf die Condenſation ganz Verzicht, oder man reducirt durch eine Zwiſchenmaſchine die Geſchwindigkeit dieſer

Dampfſchiffmaſchinen

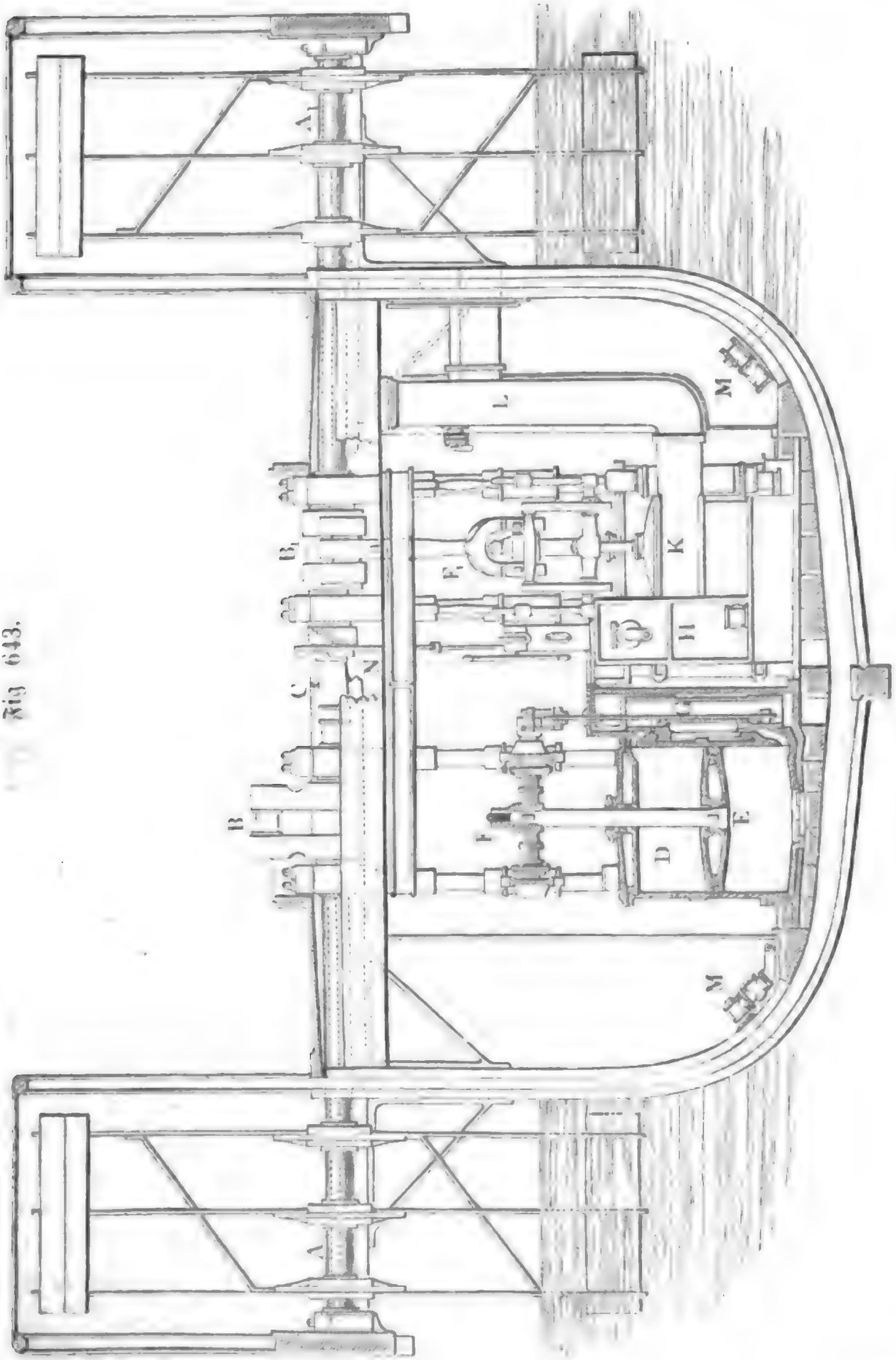
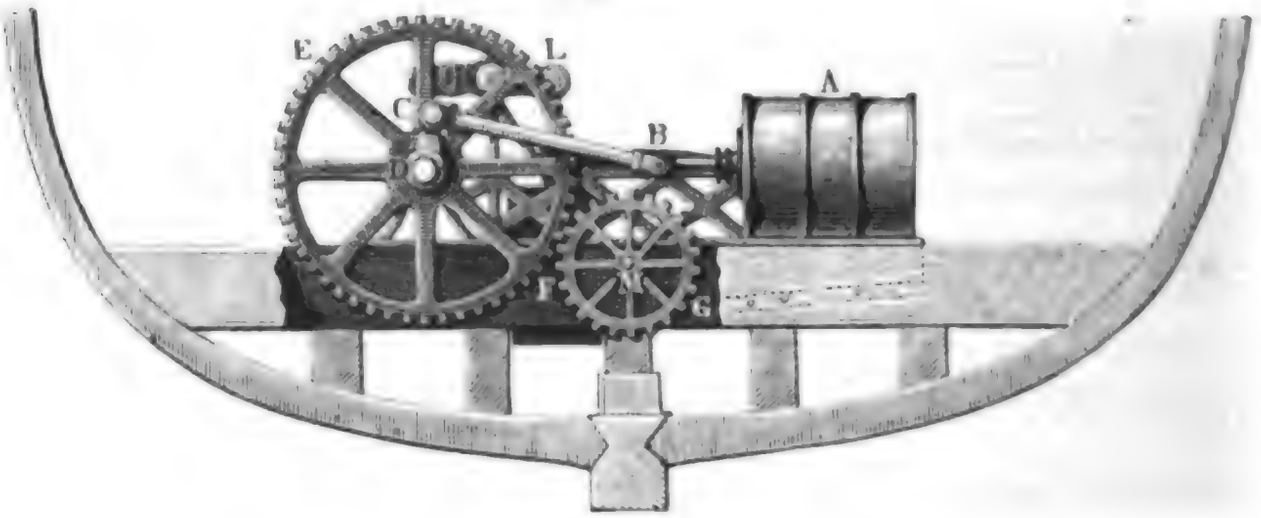


Fig 643.

Dampfſchiffs-maſchinen

Pumpe, oder man läßt dieſelbe durch eine beſondere Dampfmaſchine in Bewegung ſetzen. In mechaniſch-ökonomiſcher Beziehung iſt es allerdings vortheilhafter, die Dampfmaſchine nicht unmittelbar auf die Triebwelle wirken zu laſſen, ſondern ein Zahn- oder Riemenradvorgelege anzuwenden, welches bewirkt, daß die Radwelle in derſelben Zeit zwei- bis dreimal ſo viel Umdrehungen macht als die Kurbelwelle. Einen ſolchen Umtriebsmechanismus, und zwar mit Zahnradvorgelege, ſieht man in Fig. 644.

Fig. 644.



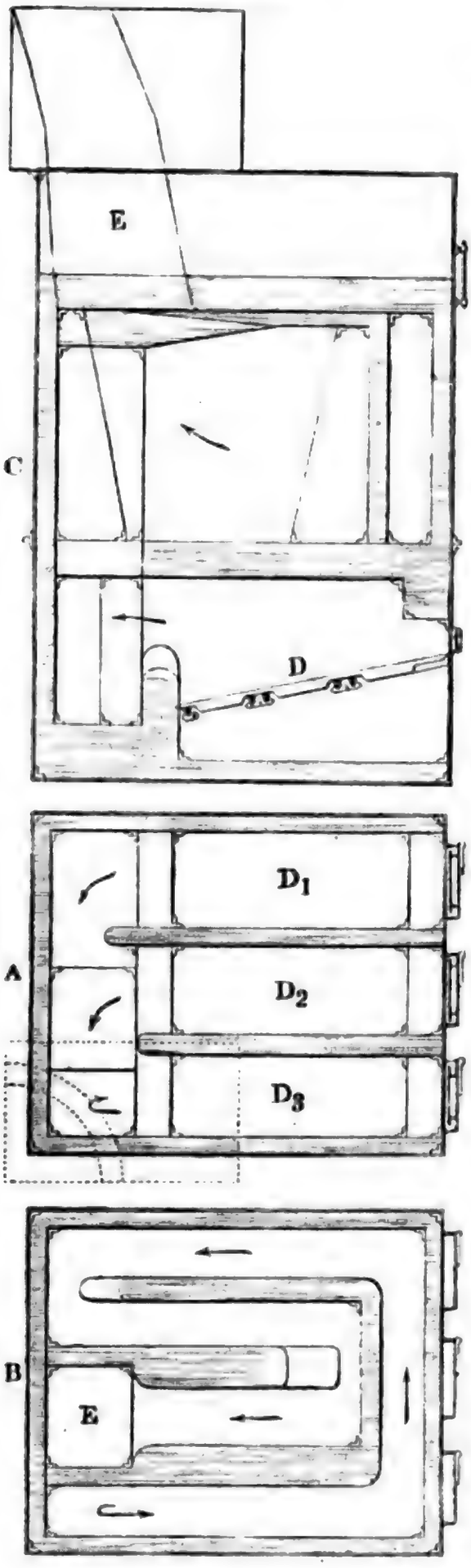
Es iſt hier A der Dampfcylinder, BC die Kurbelſtange und CD der Krummzapfen. Auf der Welle D des letzteren ſitzt das Zahnrad EF, und dieſes greift in ein kleineres Zahnrad FG ein, welches auf der Welle M des Schraubenrades befeſtigt iſt. Noch ſieht man in KL einen Hebel, durch welchen die Luft- und Warmwaſſerpumpe mit der Kurbelwelle in Verbindung geſetzt wird.

Schiffs-dampfkeſſel

§. 323. Die Dampfkeſſel der Schiffsmaſchinen ſind natürlich ſo zu conſtruiren, daß ſie nicht allein möglichſt leicht ausfallen, ſondern auch möglichſt wenig Raum einnehmen. Der Heerd eines ſolchen Keſſels läßt ſich natürlich nicht aus Steinen aufmauern, ſondern er iſt, wie bei einem Dampfwagen, aus Blech herzuſtellen, und mit dem eigentlichen Keſſel zu einem Ganzen zu verbinden. Es befindet ſich deshalb der Brennheerd im Inneren des ganzen Keſſels ſelbſt und es ſind zur Verhütung der Feuersgefahr und zur Erzeugung einer möglichſt großen Erwärmungsfläche die Heizcanäle von allen Seiten mit Waſſer zu umgeben. Statt der Keſſel mit gewöhnlichen Heizcanälen wendet man auch jetzt häufig, zumal bei Hochdruckmaſchinen, ſogenannte Röhrenkeſſel an (ſ. II. §. 300). Die letzteren nehmen mindeſtens nur $\frac{3}{4}$mal ſo viel Raum ein als die erſteren und ſind auch um ein Viertel leichter als dieſe. Die Heiz- oder Feuercanäle haben einen mehr oder weniger rectangulären Quer-

Digitized by Google

Fig. 645.



Schiffs-dampfkeſſel.

ſchnitt und ſind anderthalb- bis dreimal ſo hoch als weit, die Heiz- oder Feuerröhren ſind 8 bis 10 Fuß lang und 3 Zoll weit, und ihre Anzahl iſt 300 bis 400. Während die Waſſerräume bei den Keſſeln mit Heizcanälen 5 bis 6 Zoll weit ſind, giebt man den Heizröhren nur 1 Zoll Abſtand von einander.

Keſſel für größere Dampfſchiffe erhalten zwei Etagen über einander, ſo daß die warme Luft erſt die Züge in der einen und dann die in der anderen durchläuft. In Fig. 645 ſieht man in *A* den Horizontaldurchſchnitt der unteren und in *B* den der oberen Etage, ſowie in *C* den vertikalen Längendurchſchnitt eines ſolchen Keſſels. Vier ſolche Keſſel mit 12 Brennheerden haben eine gemeinſchaftliche Eſſe. Den Weg, welchen die warme Luft von den Brennheerden D_1, D_2, D_3 bis zur Eſſe *E* macht, erſieht man aus den Richtungen der beigefügten Pfeile.

Die Einrichtung eines Röhrenkeſſels für Dampfſchiffe läßt ſich aus dem vertikalen Längendurchſchnitt *ABCDE*, Fig. 646 (a. f. S.), eines ſolchen Keſſels entnehmen. Es iſt hier *A* der Brennheerd, *B* der Roſt, *C* die Feuerbrücke, *D* der Röhrenapparat, *E* die Eſſe, *FF* der Waſſer- und *G* der Dampfraum. Auch hier bilden vielleicht drei Brennheerde einen Keſſel, und vier ſolche wieder ein Ganzes mit gemeinſchaftlicher Eſſe.

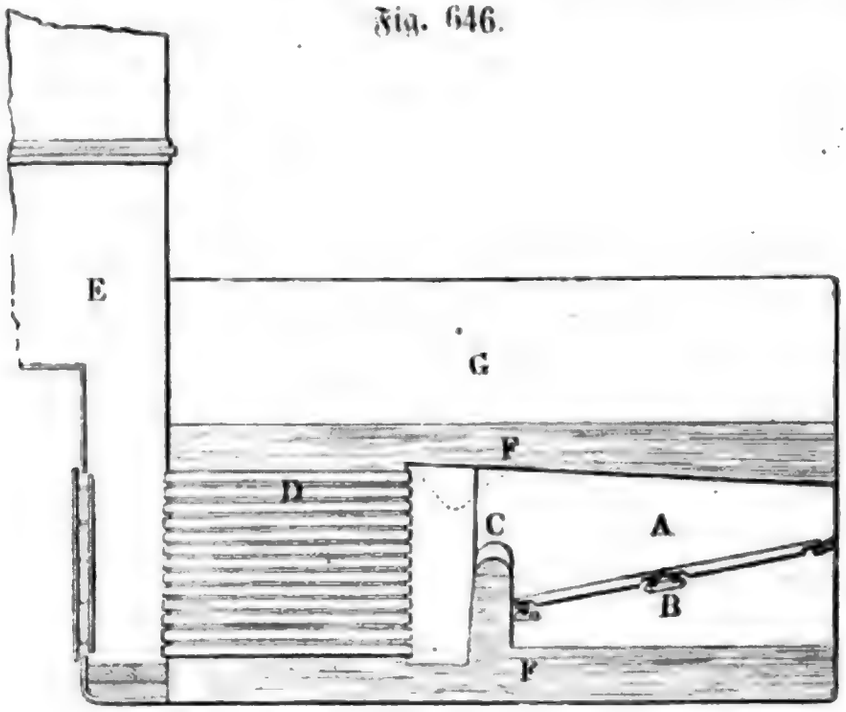
Was die letzteren anlangt, ſo ſind dieſelben aus Eiſenblech und haben eine Höhe von 20 bis 40 Fuß.

Digitized by Google

Schiffs-dampfkeſſel

Man verſieht dieſelben entweder mit einem Charniere, um ſie beim Durchfahren unter Brücken niederlegen zu können, oder man giebt ihnen eine perſpectivähnliche Einrichtung, indem man ſie aus mehreren einander umfaſſenden Röhren beſtehen läßt, welche ſich in- und auseinander verſchieben laſſen.

Fig. 646.



Ablaſſen des Keſſelwaſſers

§. 324. Ein weſentlicher Uebelſtand entſpringt bei den Seedampfſchiffen aus dem Gebrauch des eine bedeutende Menge alkaliſcher Subſtanzen (3,2 bis 3,8 Procent) enthaltenden Seewaſſers. Während die Hitze einen Theil des Waſſers in Dampf verwandelt, bleiben die ſalzigen Beſtandtheile deſſelben in dem übrigen Waſſer zurück; und da nun durch das Speiſewaſſer immer mehr und mehr ſolcher ſalzige Theile dem Keſſel zugeführt werden, ſo überſchreitet endlich die das Keſſelwaſſer bildende Solution ihren Sättigungspunkt, es ſchlägt ſich aus derſelben das Salz in feſter Geſtalt nieder und überzieht den Boden mit einer feſten Kruſte, welche den Durchgang der Wärme erſchwert, wodurch wieder eine Ueberhitzung und das damit verbundene ſchnellere Abführen des Keſſels herbeigeführt wird. Dieſem Uebelſtande kann man auf zweierlei Weiſe begegnen. Man kann entweder

1) das Speiſen des Keſſels ſo reguliren, daß das Salzwaſſer in demſelben nie den Sättigungspunkt erreicht, oder man kann
2) das aus der Condenſation des Dampfes hervorgehende reine Waſſer wiederholt zum Speiſen des Keſſels verwenden.

Das einfachſte Mittel, um die Sättigung des Salzwaſſers im Keſſel zu verhindern, beſteht darin, daß man von Zeit zu Zeit, etwa nach je 2 Stunden, einen Theil deſſelben abläßt und denſelben wieder mittels der Speiſepumpe

Digitized by Google

durch Condenſationswaſſer erſetzt. Natürlich geht durch dieſes Ablaſſen oder Ausblaſen des heißen Waſſers und Zuführen des nur warmen Condenſationswaſſers eine anſehnliche Wärmemenge verloren; um daher durch unnöthige Wiederholung dieſes Proceſſes kein Brennmaterial zu verſchwenden, iſt der Gebrauch eines Inſtrumentes, des ſogenannten Salinometers, welches den Salzgehalt des Keſſelwaſſers anzeigt, von großem Nutzen. Da die Temperatur des Siedepunktes eine um ſo größere iſt, je mehr das Waſſer Salz in ſich enthält, ſo kann man umgekehrt, aus dieſer Temperatur auf die Größe des Salzgehaltes des Waſſers ſchließen. Wenn z. B. das reine Waſſer bei 100 Grad ſiedet, ſo gelangt das gewöhnliche Seewaſſer von $^1/_{32}$ Salzgehalt erſt bei $100^2/_3$ Grad C., ferner das abzulaſſende Keſſelwaſſer, von $^4/_{32}$ Salzgehalt, bei $102^0,6$ C., und das geſättigte Keſſelwaſſer von $^{12}/_{32}$ Salzgehalt bei $107^0,8$ C. zum Sieden. Wenn man daher eine kleine aus dem Keſſel abgelaſſene Waſſermenge in einem Kupfergefäße zum Sieden bringt, und die Temperatur deſſelben an einem genauen Thermometer beobachtet, ſo kann man dadurch den Salzgehalt des Keſſelwaſſers finden. Ein Aräometer (ſ. I., §. 315) mit einer hohlen Metallkugel und einer eingetheilten Scala läßt ſich natürlich ebenfalls anwenden, um die Grädigkeit des Keſſelwaſſers zu finden.

Ablaſſen des Keſſelwaſſers

Das Ablaſſen einer kleinen Menge Waſſer aus dem Keſſel, um den Salzgehalt deſſelben zu finden, wird bei Anwendung des Salinometers von Seaward ganz umgangen. Die weſentliche Einrichtung eines ſolchen Salinometers hat mit der aus II., §. 312, Fig. 437 bekannten Waſſerſtandsröhre die größte Aehnlichkeit. In dieſe Röhre bringt man zwei hohle Kugeln, wovon die eine auf dem Waſſer ſchwimmt und die andere in dem Waſſer zu Boden ſinkt, wenn daſſelbe den Salzgehalt ($^4/_{32}$) hat, bei welchem das Ausblaſen nöthig oder zweckmäßig iſt. So lange nun beide Kugeln noch am Boden liegen, hat das Keſſelwaſſer noch nicht dieſe Grädigkeit, und wenn hingegen beide Kugeln ſchwimmen, ſo iſt dieſelbe bereits überſchritten.

Um das Ausblaſen des Keſſelwaſſers zu reguliren, läßt man daſſelbe nicht unmittelbar in die See, ſondern erſt in einen beſonderen Behälter von etwa einer Tonne Faſſungsraum laufen, und verſieht nun nicht allein die Röhre, welche das Waſſer in dieſen Behälter, ſondern auch diejenige, welche es aus demſelben durch die Schiffswand in das Meer führt, mit einem Hahne. Hat man nun während der Eröffnung des erſten Hahnes den Behälter aus dem Keſſel gefüllt, ſo kann man nachher, indem man denſelben verſchließt und den anderen Hahn eröffnet, dieſes Füllwaſſer in das Meer ablaſſen, und es iſt dadurch das ausgeblaſene Quantum vollſtändig bekannt. Auch kann man das Ablaſſen des Salzwaſſers leicht dadurch

Digitized by Google

Ablaſſen des Keſſelwaſſers

reguliren, daß man das Ventil, welches das Ausblaſerohr von innen verſchließt, mit einem Schwimmer verbindet, welcher daſſelbe eröffnet, ſowie das Waſſer in dem Keſſel eine gewiſſe Höhe überſteigt.

Ein anderes Hülfsmittel zum Ablaſſen des Salzwaſſers aus dem Dampfkeſſel beſteht in der Anwendung einer beſonderen Salzwaſſerpumpe (engl. brine-pump). Dieſe Pumpe wird wie die Speiſepumpe durch die Maſchine in Bewegung geſetzt, ſie entnimmt ſo viel Waſſer aus dem Keſſel, daß das Salzquantum in demſelben gleich iſt der durch das Speiſewaſſer zugeführten Salzmenge. Enthält das Speiſewaſſer $^1/_{32}$ und das durch die Salzwaſſerpumpe abzuführende Waſſer $^5/_{32}$ Salz, ſo iſt das Salzquantum in 5 Cubikfuß Speiſewaſſer gleich der Salzmenge in 1 Cubikfuß Ablaßwaſſer. Um daher in einer beſtimmten Zeit 4 Cubikfuß Waſſer in Dampf zu verwandeln, hat man unter den gegebenen Umſtänden in derſelben Zeit 5 Cubikfuß Speiſewaſſer zu- und 1 Cubikfuß Salzwaſſer abzuführen.

Eine weſentliche Erſparniß wird bei dem Ausblaſen des Salzwaſſers noch dadurch erzielt, daß man daſſelbe erſt durch einen Vorwärmer hindurchgehen läßt, ehe es in die See abfließt.

Das Speiſen der Seedampfſchiffkeſſel mit Süßwaſſer iſt durch Anwendung eines ſchon von Watt erfundenen Röhrencondenſators zu ermöglichen. Dieſer Condenſator beſteht aus einem Syſtem von vielen engen Röhren, welche von außen mit einem Strome von kaltem Waſſer umgeben ſind und durch welche der Dampf ſtrömt, nachdem er in dem Dampfcylinder ſeine Wirkung vollbracht hat. Bei dieſem Durchſtrömen ſchlägt ſich dieſer Dampf als Waſſer nieder, und dieſes wird in einem Gefäße aufgefangen, aus welchem es wieder durch eine Pumpe dem Keſſel als Speiſewaſſer zugeführt wird. Da bei dieſer Methode des Condenſirens gar keine Vermiſchung des niedergeſchlagenen Dampfes mit dem kalten Waſſer vorkommt, ſo erhält man hierbei auch ganz reines, weder mit Salz noch mit Luft vermengtes Waſſer. Watt hat die Anwendung dieſes in der genannten Beziehung ſo zweckmäßigen Apparates vorzüglich deshalb aufgegeben, weil die Condenſation durch denſelben zu langſam vor ſich ging, und deshalb noch immer ein namhafter Gegendruck auf den Dampfkolben zurückblieb Der Condenſator von Hall iſt von dem Watt'ſchen nicht weſentlich verſchieden Da natürlich immer etwas Dampf oder Waſſer verloren geht, ſo muß dies durch eine kleine Menge deſtillirten Seewaſſers erſetzt werden

Schlußanmerkung. Ausführlich über Schifffahrtscanäle u ſ. w. handelt Hagen in ſeiner Waſſerbaukunſt II. Ueber den Schiffsbau iſt nachzuleſen: Bobrik's Handbuch der praktiſchen Schifffahrtskunde; ferner James Peake: Rudimentary Treatise on Ship-Building, und über Dampfſchiffe in Robert

Digitized by Google

Murray: Rudimentary Treatise on the Marine Engine, Lardner: The Steam Engine, Tredgold: On the Steam Engine. Siehe auch Redtenbacher's Reſultate des Maſchinenbaues, ferner Claudel: Formules, Tables et Renseignements pratiques; Aide-Mémoire des Ingenieurs et Architects etc., deutſch unter dem Titel: Vademecum für den Ingenieur und Baumeiſter, Stuttgart 1851. Unter den Werken über Dampfmaſchinen überhaupt iſt es beſonders das ſchon am Ende von Band II. citirte Werk von Bataille und St. Julien, welches die Dampfſchiffsmaſchinen ausführlicher behandelt.

Zweiter Abſchnitt.

Von den Waſſerhebungsmaſchinen.

Erſtes Kapitel.

Von den Maſchinen zum Heben des Waſſers auf kleinere Höhen.

§. 325. Das Fortſchaffen des Waſſers iſt von dem Fortſchaffen oder Fördern der feſten Körper dadurch weſentlich verſchieden, daß das Waſſer vermöge ſeiner großen Beweglichkeit auf nur wenig geneigten Wegen (ohne Hülfe einer Maſchine) von ſelbſt fortläuft, wenn ihm nur das dazu nöthige Bette zubereitet iſt (ſ. II., §. 88, §. 101 u. ſ. w.). Da das Waſſer nur in ſeltenen Fällen, und zwar nur vorübergehend (wie z. B. bei Feuersbrünſten), in Gefäßen und mittels Wagen oder Schlitten, wie ein feſter Körper, auf mehr oder weniger horizontalen Wegen fortgeſchafft wird, ſo ſind denn auch die Waſſerförderungsmaſchinen im eigentlichen Sinne nur Waſſerhebungsmaſchinen (franz. machines à élever de l'eau; engl. water-raising engines, water-works).

Zum Heben des Waſſers auf kleine Höhen dienen in der Regel Gefäße, welche entweder unmittelbar mit der bloßen Hand, oder mittels beſonderer Maſchinen in Bewegung geſetzt werden. Dieſe Art des Waſſerhebens nennt man Schöpfen des Waſſers (franz. puiser de l'eau; engl. draw-up water), und die hierzu dienenden Maſchinen Schöpfmaſchinen.

Die Arbeit des Waſſerſchöpfens kommt beſonders beim Trockenlegen von Baugruben, bei Entwäſſerung von Niederungen, ſowie auch bei Bewäſſerung von Wieſen und beim Herbeiſchaffen von Waſſer für beſondere ökonomiſche und induſtrielle Zwecke in Anwendung.

Digitized by Google

Das einfachste Mittel zum Wasserschöpfen besteht in der Anwendung des sogenannten Handeimers (franz. seau, baquet; engl. bucket) von circa $^1/_3$ Cubikfuß = 22 Pfund Wasser. Man hebt mittels desselben durch einen Mann das Wasser nur 3 bis 4 Fuß hoch; um es höher zu heben, sind zwei oder mehrere Arbeiter nöthig, welche über einander stehen und den Eimer einander zulangen. Man rechnet, daß ein Mann pr. Minute mit dem Eimer 15 Mal Wasser schöpfen und denselben jedes Mal 3 Fuß hoch heben könne. Dies giebt dann die Arbeit pr. Minute:

$$= 15 \,.\, 22 \,.\, 3 = 990 \text{ Fußpfund},$$

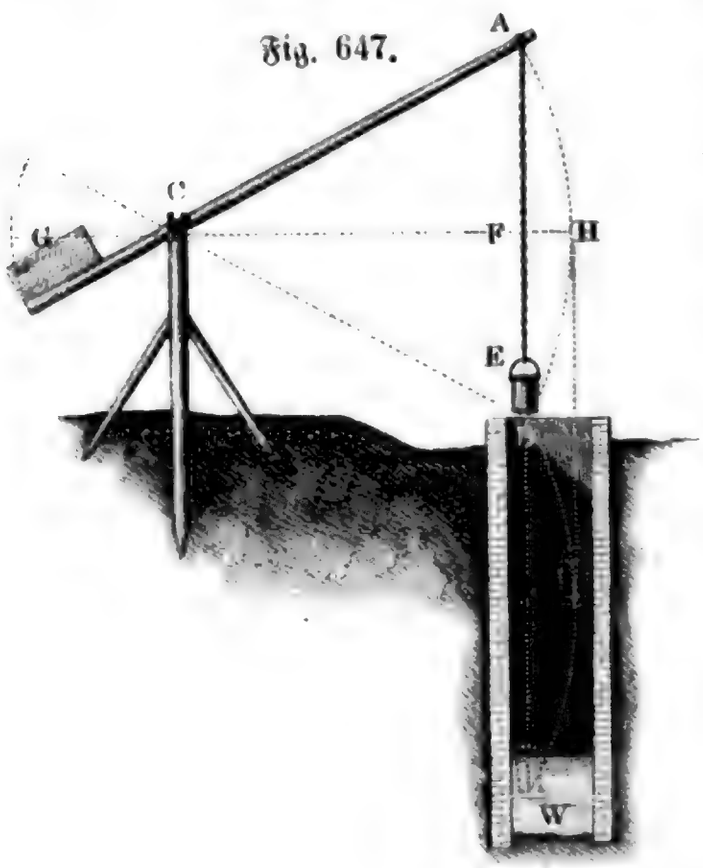
und für eine wirkliche tägliche Arbeitszeit von sechs Stunden das tägliche Arbeitsquantum eines Mannes nur

$$6 \,.\, 60 \,.\, 990 = 356400 \text{ Fußpfund}.$$

Um das Wasser durch einen Arbeiter allein höher zu heben, versieht man am einfachsten den Eimer mit einem 6 bis 7 Fuß langen Stiel, welcher dann als Hebel wirkt. Hierbei muß man natürlich kleinere Eimer anwenden, oder wenigstens dieselben nicht ganz füllen. Die tägliche Leistung beim Wasserschöpfen mit Hülfe der gestielten Eimer ist nicht ansehnlich größer als die mittels der einfachen Eimer. Die Anwendung derselben ist besonders dann zweckmäßig, wenn der Arbeiter nicht unter, sondern über der Oberfläche des Wassers steht, aus welchem das Schöpfen erfolgt, weil sich hier der Arbeiter mit dem einfachen Eimer zu sehr bücken und folglich einen Theil seines Körpers mit heben müßte.

Wenn es darauf ankommt, das Wasser auf größere Höhen von 12 bis 20 Fuß, z. B. aus Brunnen emporzuheben, so hängt man den Eimer an einen sogenannten Schwengel oder Hebel ACG mit Gegengewicht, wie Fig. 647 vor Augen führt. Wenn man durch das Gegengewicht G den Schwengel bei der halben Füllung des Eimers äquilibrirt, so erfordert das Herausziehen des gänzlich gefüllten Eimers dieselbe Kraft, wie das Niederziehen des leeren Kübels. Die Sehne AB des von dem Aufhängepunkte A des Eimers E

Fig. 647.



Digitized by Google

beſchriebenen Bogens muß mindeſtens der Brunnentiefe gleich ſein, damit der Eimer hinreichend tief in das Waſſer W eintauchen könne; auch muß die Weite des Brunnens um die Weite des Eimers größer ſein als die Bogenhöhe FH, damit ſich der Eimer nicht an die Seitenmauer des Brunnens anlege.

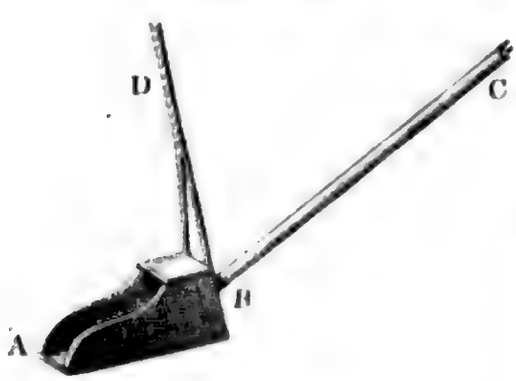
Um mittels Eimer oder Zober Waſſer aus noch größeren Tiefen zu ziehen, bedient man ſich entweder einer einfachen Leitrolle oder einer Radwelle, z. B. eines gewöhnlichen Haspels oder Göpels, indem man an jedes Ende des um die Rolle oder Welle liegenden Seiles einen ſolchen Eimer oder Zober hängt. Da dann das eine Gefäß niederſinkt, während das andere gehoben wird, ſo iſt die erforderliche Zugkraft nur gleich dem Gewichte des Waſſers in dem aufſteigenden Zober.

Beim Bergbau kommt auch das Waſſerfördern in Tonnen mittels Göpel (ſ. §. 238) vor. Dieſe Tonnen erhalten am beſten ein Ventil im Boden, welches ſich beim Eintauchen derſelben in den Sumpf nach innen öffnet, wobei ſich dieſelben mit Waſſer anfüllen, ohne ſich umzulegen. Das Entleeren der gefüllten Tonne erfolgt entweder auf die bekannte Weiſe (ſ. §. 242) durch Stürzen der Tonne, oder durch Aufziehen des Ventils. Ein unter die Ausflußmündung gebrachtes Gerinne leitet dann das Waſſer von der Schachtmündung weg weiter ab.

§. 326. Das Waſſer läßt ſich auch wie jeder andere ſchwere Körper durch Werfen oder Schleudern fortſchaffen und auf eine mäßige Höhe heben. Das einfachſte Hülfsmittel hierzu beſteht in der Anwendung einer Schaufel (franz pelle; engl. shovel). Man unterſcheidet die Wurfſchaufel und die Schwungſchaufel von einander. Die erſtere iſt ein großer Löffel aus Buchen- oder Ahornholz mit einem Stiel von 3 bis 5 Fuß Länge, und wird ſtets von dem Arbeiter mit freier Hand bewegt. Man wendet ſie vorzüglich dann an, wenn es darauf ankommt, das Waſſer vollſtändig aus einem Raume, z. B. aus einem Boote, zu entfernen. Die Schwungſchaufel AB, Fig. 648, iſt aus Brettchen oder Blech zuſammengeſetzt, hat einen langen Stiel BC von 8 bis 12 Fuß, und wird mittels eines Seiles D an einem Bock aufgehangen. Die Länge der eigentlichen Schaufel iſt $1\frac{1}{2}$ bis 2 Fuß, die Breite 1 Fuß und die Tiefe $\frac{3}{4}$ Fuß. Indem der Arbeiter dieſe Schaufel mittels ihres Stieles vor ſich hinſtößt, ſchöpft er circa $\frac{1}{2}$ Cubikfuß Waſſer ein und wirft dabei daſſelbe etwa

Waſſerſchaufeln

Fig. 648.



Digitized by Google

Waſſerſchaufeln

3 Fuß hoch und 6 Fuß weit fort. Sehr gewöhnlich ſtellt man hier dem erſteren Arbeiter gegenüber noch zwei andere Arbeiter an, welche die Schaufel mittels Seilen bei jedem Schwunge nach ſich ziehen. Die Leiſtung eines Arbeiters mittels einer Wurfſchaufel iſt nicht anſehnlich größer als die beim Schöpfen mittels eines Eimers. Drei Arbeiter geben in der Minute der Schwungſchaufel 28 Stöße, wobei ſie jedes Mal $^3/_4$ Cubikfuß = 50 Pfund Waſſer circa $3^1/_2$ Fuß hoch werfen. Hiernach iſt die Arbeit derſelben pr. Minute $= 50 \,.\, 28 \,.\, {}^7/_2 = 4900$ Fußpfund, alſo ihre tägliche Leiſtung, bei ſechs Stunden wirklicher Arbeitszeit:

$$4900 \,.\, 60 \,.\, 6 = 1'764000 \text{ Fußpfund},$$

ſo daß auf einen Arbeiter allein dieſelbe = 588000 Fußpfund angenommen werden kann.

Das Waſſerwerfen läßt ſich auch durch Maſchinen bewirken, und zwar

1) durch die Waſſerwippe, und
2) durch Wurfräder.

Die Waſſerwippe iſt eine mit einem Schwengel ACB, Fig. 649, in Verbindung geſetzte Schwungſchaufel CD, welche ſich in einem Kropfgerinne EF bewegt. Dieſe Maſchine wird von vier bis ſechs Arbeitern wie eine gewöhnliche Zugramme mittels Zugleinen L in eine ſchwingende Bewegung geſetzt, wobei ſie in der Minute 10 bis 12 Spiele macht, und 70 bis 85 Cubikfuß Waſſer 4 Fuß hoch emporſchleudert. Damit die Schaufel D mit Leichtigkeit in das Unterwaſſer zurückgehe, läßt man dieſelbe aus ſich nach oben öffnenden Klappen K_1, K_2, K_3, Fig. 650, von $1^1/_2$ Fuß Länge und je 8 Zoll Breite beſtehen, und umgiebt dieſelben mit

Fig. 649.

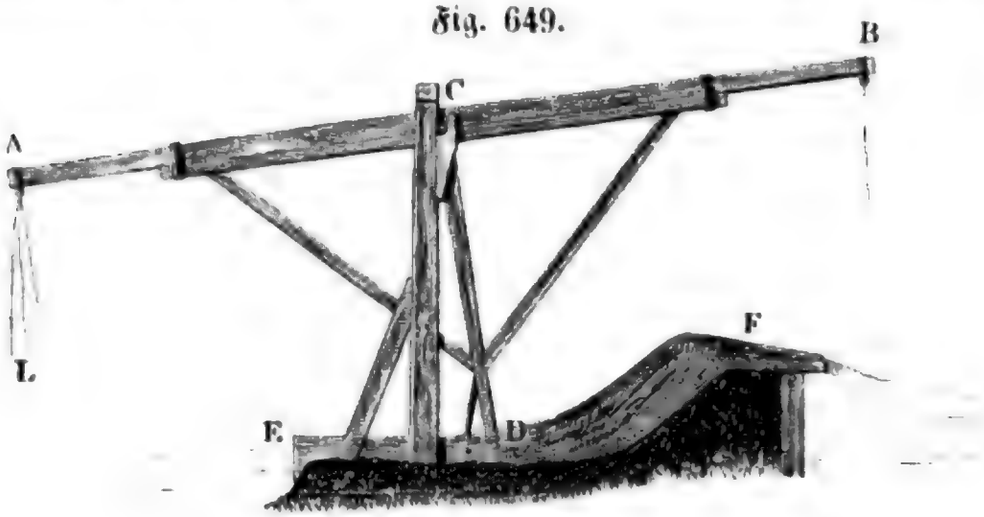
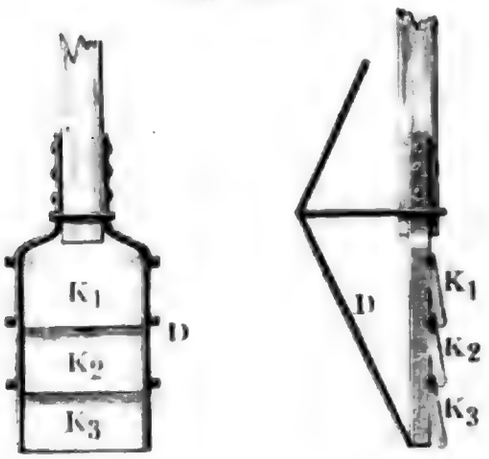


Fig. 650.



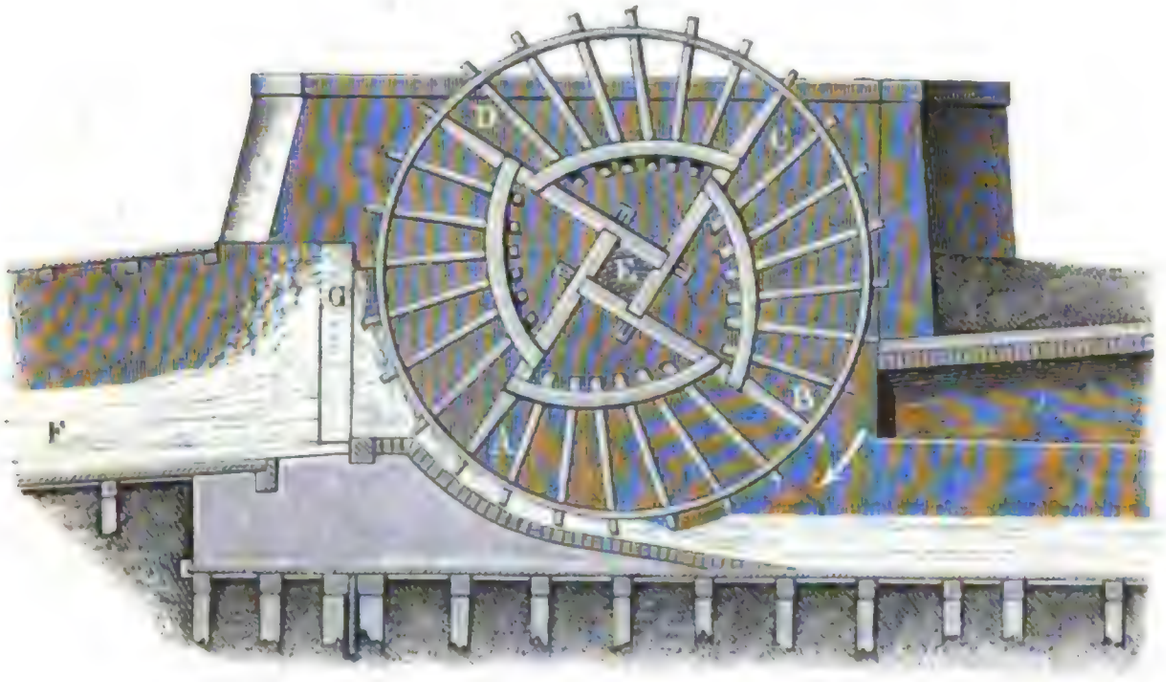
Digitized by Google

einem eisernen Rahmen, welcher an dem Ende eines Armes CD befestigt ist und als Axenlager der Klappen dient.

§. 327. Die Wurfräder (franz. roues à palettes; engl. flash-wheels) sind der Form nach gewöhnliche Schaufelräder im Kropfgerinne (s. II., §. 136); sie werden aber in entgegengesetzter Richtung umgedreht, so daß ihre Schaufeln im Kropfe emporsteigen, und hierbei Wasser mit sich emporführen. Damit bei diesem Emporführen durch den Spielraum zwischen den Radschaufeln und dem Kropfe verhältnißmäßig so wenig wie möglich Wasser zurückfließe, muß man diesen Rädern eine große Umdrehungsgeschwindigkeit geben, so daß sie das Wasser mehr emporschleudern als emporheben. Besteht die Umtriebsmaschine in einem Wasserrade, so giebt man deshalb demselben eine besondere Welle, und trägt erst mittels eines größeren Treib- und eines kleineren Getriebrades die Umdrehungsbewegung dieses Rades auf das Wurfrad über. Wurfräder.

In Holland benutzt man die Wurfräder sehr gewöhnlich zum Entwässern von tiefliegenden Niederungen, und läßt sie dann durch gewöhnliche Windräder in Umdrehung setzen. Die Seitenansicht eines solchen Wurfrades zeigt Fig. 651. Dieses Rad ist 16 Fuß hoch, und hat 28 Schau-

Fig. 651.



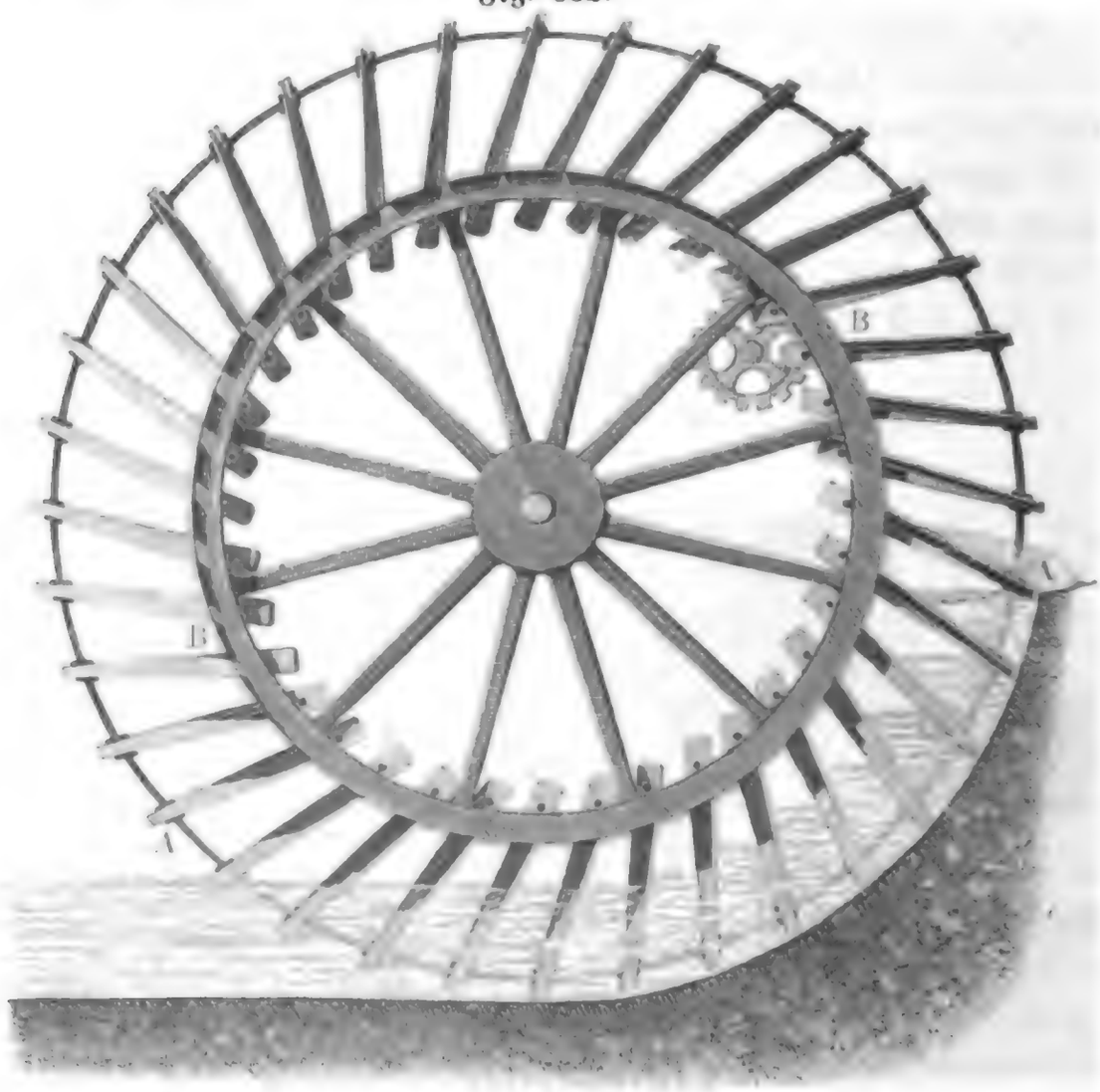
feln von 1 bis $1\frac{1}{2}$ Fuß Länge und $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ Fuß Breite; die letzteren haben sowohl am Boden als auch an den Seiten des Kropfes einen Spielraum von 1 Zoll, und heben das Wasser 3 bis 4 Fuß hoch. Die vier Arme A, B, C, D des Rades umfassen die vierseitige Welle E und bilden mit ihren äußeren Enden zugleich vier Schaufeln; sie sind nicht allein in einander verzapft, sondern auch noch durch doppelte Riegel und

Digitized by Google

Wurfrader. doppelte Reifen mit einander verbunden, welche zur Befeſtigung der übrigen Schaufeln dienen. Auf der Welle dieſes Rades ſitzt ein größeres und auf dem Königsbaum der Windmühle (ſ. II., §. 249) ein kleineres coniſches Rad, welches in das erſtere eingreift und bewirkt, daß das Wurfrad nur halb ſo viel Umdrehungen macht als das Windrad. Der Canal *F*, in welchem das gehobene Waſſer fortgeleitet wird, iſt mit einem Thore *G* verſehen, welches durch das gegen daſſelbe geſchleuderte Waſſer offen gehalten wird, ſich aber von ſelbſt verſchließt, wenn der Wind die Maſchine gar nicht oder nur ſehr langſam umdreht.

Ein anderes Wurfrad, welches Waſſer aus der Seine in das den Hafen zu St. Ouen bei Paris bildende Baſſin hebt, iſt in Fig. 652 in

Fig. 652.



$^1/_{125}$ der natürlichen Größe abgebildet. Daſſelbe wird durch eine Dampfmaſchine von 40 Pferdekräften in Bewegung geſetzt und hebt pr. Secunde circa 1 Cubikmeter Waſſer in einem ſteinernen Kropfe 4 Meter hoch. Zu dieſem Zwecke iſt auf die Schwungradwelle dieſer Maſchine ein kleines Treibrad *C* auf- und an den Radreifen *B B* ein großes innen verzahntes Getriebrad angeſetzt, in welches das erſtere eingreift und wodurch be-

Digitized by Google

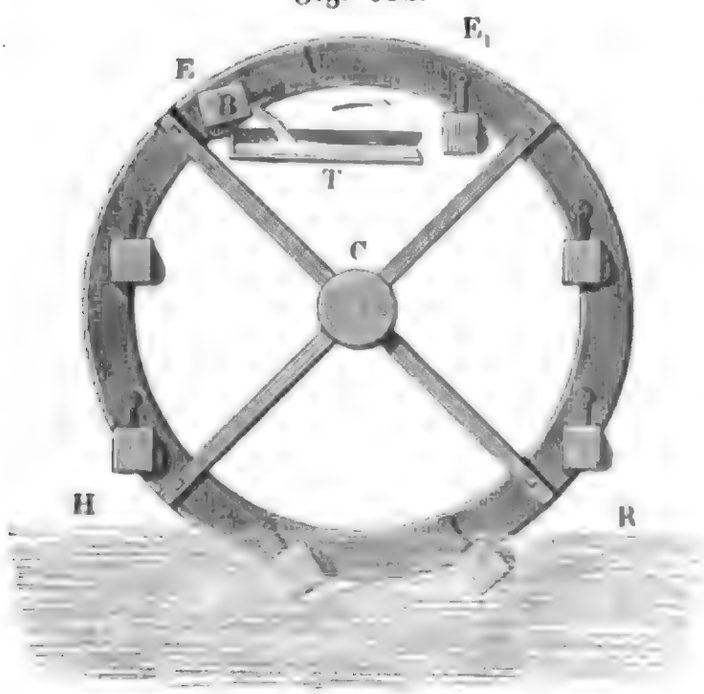
wirkt wird, daß das Wurfrad $A\,A\,A$ in der Minute drei Mal umläuft, während die Dampfmaſchine 18 Spiele macht. Eine kreisrunde Schütze, welche das Rad auf der Seite des Unterwaſſers umgiebt, und mittels eines gezahnten Bogens u. ſ. w. gehoben und geſenkt werden kann, dient dazu, die Größe der zu hebenden Waſſermenge dem Bedürfniß entſprechend zu reguliren. Wurfräder.

§. 328. Die Schöpfräder (franz. roues élévatoires à godets; engl. wheels to draw-up water) ſind von den Wurfrädern dadurch verſchieden, daß ſie das Waſſer in Gefäßen oder Zellen, die Wurfräder hingegen daſſelbe mittels einfacher Schaufeln emporheben. Man hat: Schöpfräder.

1) Schöpfräder mit beweglichen Eimern,
2) Schöpfräder mit feſten Eimern,
3) Schöpfräder mit Zellen, und
4) Schöpfräder mit Spiralgängen.

Ein einfaches Schöpfrad mit drehbaren Eimern, welches ſchon Beli dor beſchreibt, iſt in Fig. 653 abgebildet. Die Eimer, wie z. B. E, E_1, hängen hier an runden Nägeln, wie z. B. A, welche entweder in der Stirnfläche eines oder zwiſchen den Stirnflächen zweier Radkränze feſtſitzen. Auf der Welle C dieſes Rades iſt in der Regel noch ein zweites Waſſerrad angebracht, wodurch die Umdrehung des Ganzen bewirkt wird. Während dieſer Umdrehung tauchen immer einige Eimer des Schöpfrades in das Unterwaſſer $H\,R$, und nehmen einen Theil deſſelben in ſich auf. Dieſe mit Waſſer angefüllten Eimer ſteigen hierauf auf der einen Seite des Rades empor, und entleeren ſich oben in einen Trog T, indem ſie mittels eines an ihrer Seite angebrachten Bügels oder Daumens B an den Rand dieſes Troges anſtreifen.

Fig. 653.



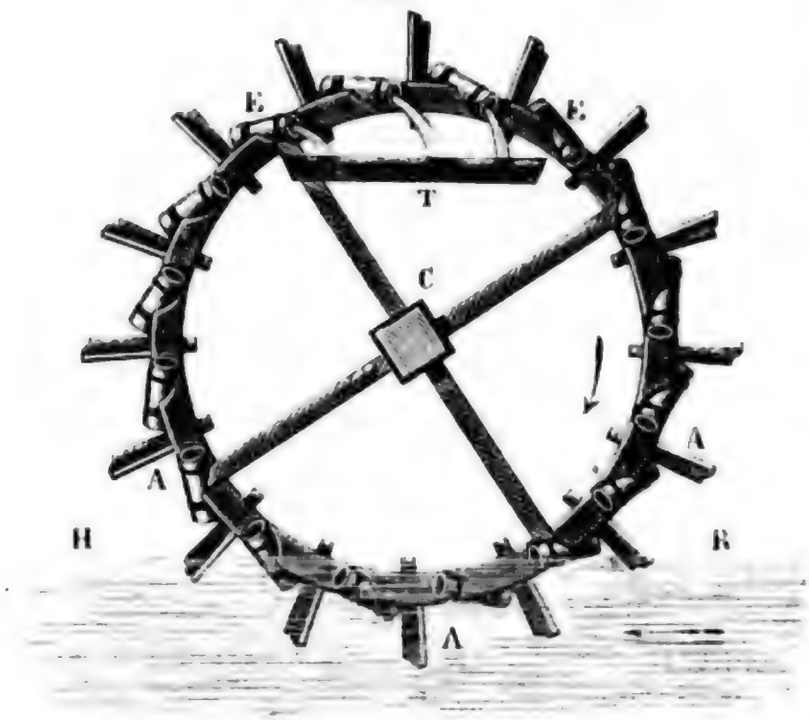
Die Schöpfräder mit feſten Eimern oder Käſten ſind mannigfaltiger.

In Fig. 654 (a. f. S.) iſt das ſogenannte chineſiſche Schöpfrad abgebildet. Es wird hier das Waſſer in Eimern oder Büchſen E, E (in China beſtehen dieſelben aus Bambusrohr) emporgehoben, welche ſchräg

Digitized by Google

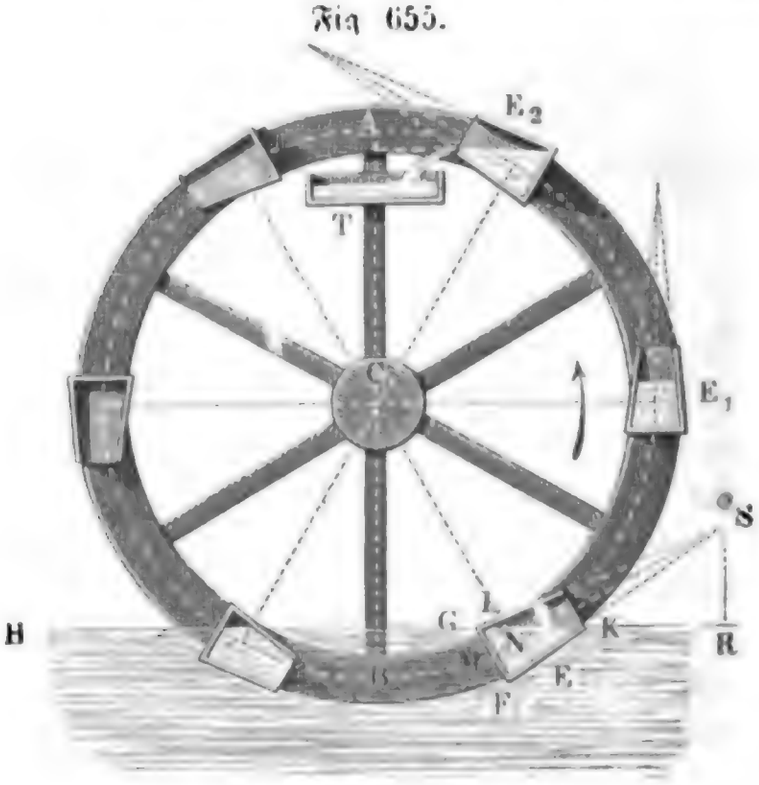
Schöpfräder. auf den Radkranz befeſtigt ſind. Die Bewegung dieſes Rades erfolgt durch die Strömung des Waſſers *H R*, indem daſſelbe auf die Schaufeln *A*, *A*, *A* ſchlägt, welche, wie bei einem gewöhnlichen Strebe-rade, mittels Stielen an den äußeren Umfang des Radkranzes angeſetzt ſind. Das oben ausgegoſſene Waſſer wird ebenfalls in einem Troge aufgefangen, wobei natürlich ein Theil der Steighöhe wieder verloren geht. Dieſe Räder werden jetzt auch in Europa nicht elten angewendet. In Tyrol haben dieſelben noch die beſondere Eigenthümlichkeit, daß ſie auf einem Schemel mit Gegengewicht ruhen, wodurch ſie, dem jedesmaligen Waſſerſtande entſprechend, höher oder tiefer geſtellt werden können.

Fig. 654.



Das ſogenannte fränkiſche Schöpfrad, wie es an der Rednitz bei Erlangen angewendet wird, zeigt Fig. 655. Es iſt dies ein im freien Strome hängendes Streberad *A C B*, an deſſen Kränzen kegelförmige Eimer oder Kübel *E*, *E* . ſo befeſtigt ſind, daß ihre Axen den Sehnen der von ihnen bedeckten Ringſtücke parallel laufen. Bei der Umdrehung dieſes Rades füllen ſich dieſe Eimer, indem ſie in das Waſſer *H R* tauchen, zum großen Theil mit Waſſer an, welches ſie in das Gerinne *T* nahe unter dem Radſcheitel *A* wieder ausgießen. Damit durch dieſes Rad

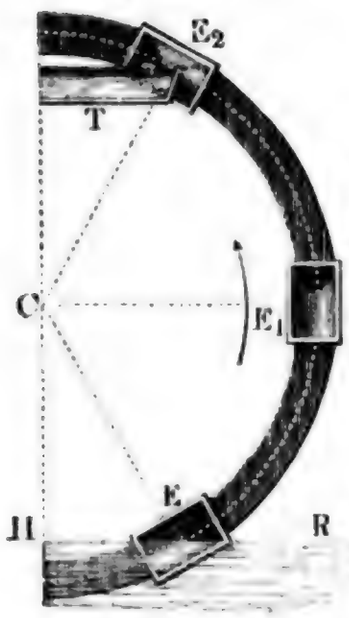
Fig. 655.



Digitized by Google

ſo viel wie möglich Waſſer gehoben werde, ſtellt man daſſelbe ſo tief in das letztere, daß die Neigung der Axe des aus dem Waſſer *H R* (Fig. 655) heraustretenden Eimers *E* ſo groß iſt als die Neigung der Axe des zum Ausguß gelangenden Eimers E_2. Schöpfräder.

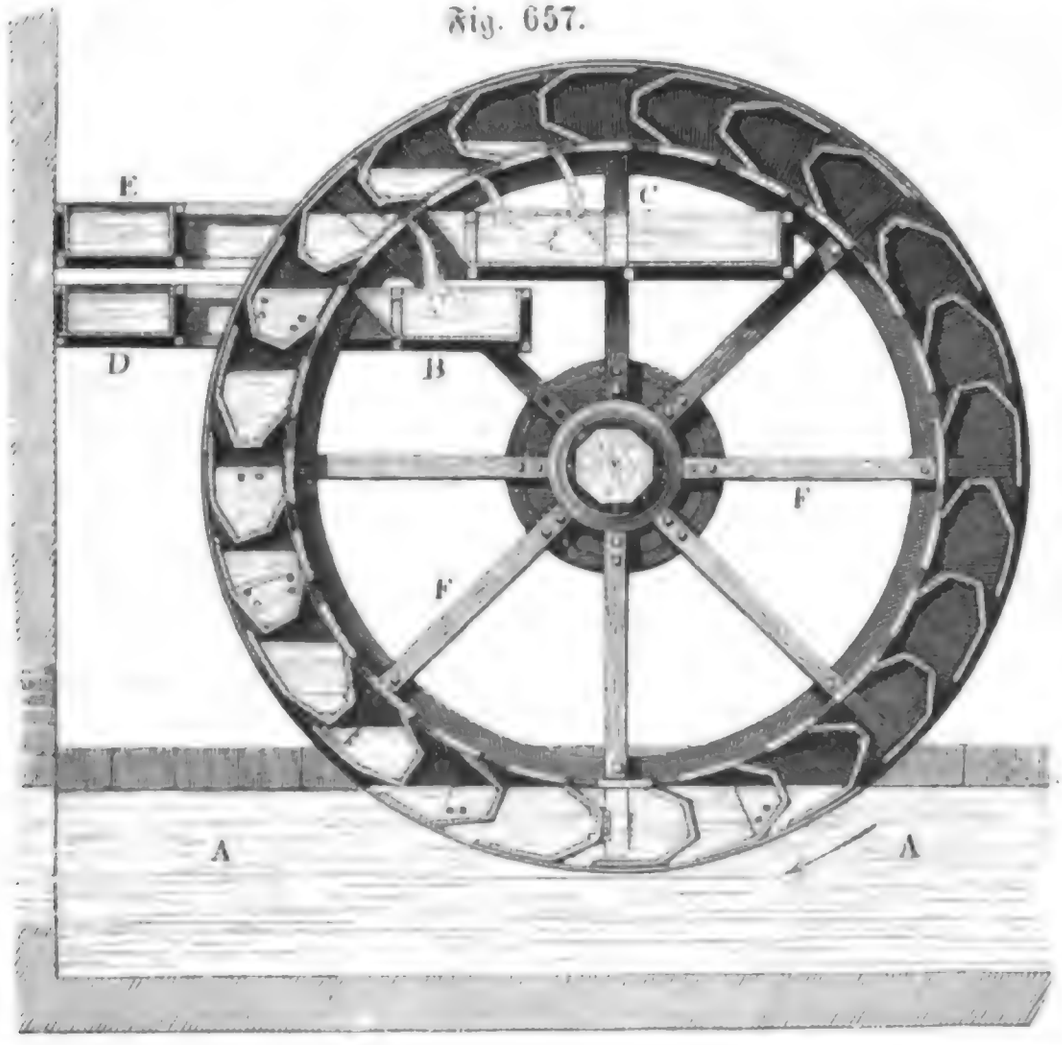
Fig. 656.



Noch hat man Schöpfräder, durch welche das Waſſer in aus Brettern zuſammengeſetzten Käſten gehoben wird, und zwar entweder mit ſchrägen Axen, wie Fig. 654, oder mit der Axenſtellung wie Fig. 655. Dieſe Käſten ſind dann auch in der Regel von allen Seiten umſchloſſen und haben nur eine Seitenöffnung zum Einſchöpfen und Ausgießen des Waſſers, wie Fig. 656 vor Augen führt, wo, Fig 655 entſprechend, *E* einen einſchöpfenden, E_1 einen ſteigenden und E_2 einen ausgießenden Schöpfkaſten bezeichnet.

§. 329. Die (aus II., §. 109 u. f. w.) bekannten Zellenräder können ebenfalls als Schöpfräder dienen, wenn ſie in umgekehrter Richtung in Umdrehung geſetzt werden. Ein derartiges Schöpfrad, welches von Laurenz und Thomas zur Berieſelung für Wieſen bei Soiſſons (ſiehe Bulletin de la société d'encouragement 1848; auch die Zeitſchrift »der Ingenieur«, Bd. 2) ausgeführt worden iſt, wird durch die Figuren 657 Zellen- und Schneckenräder.

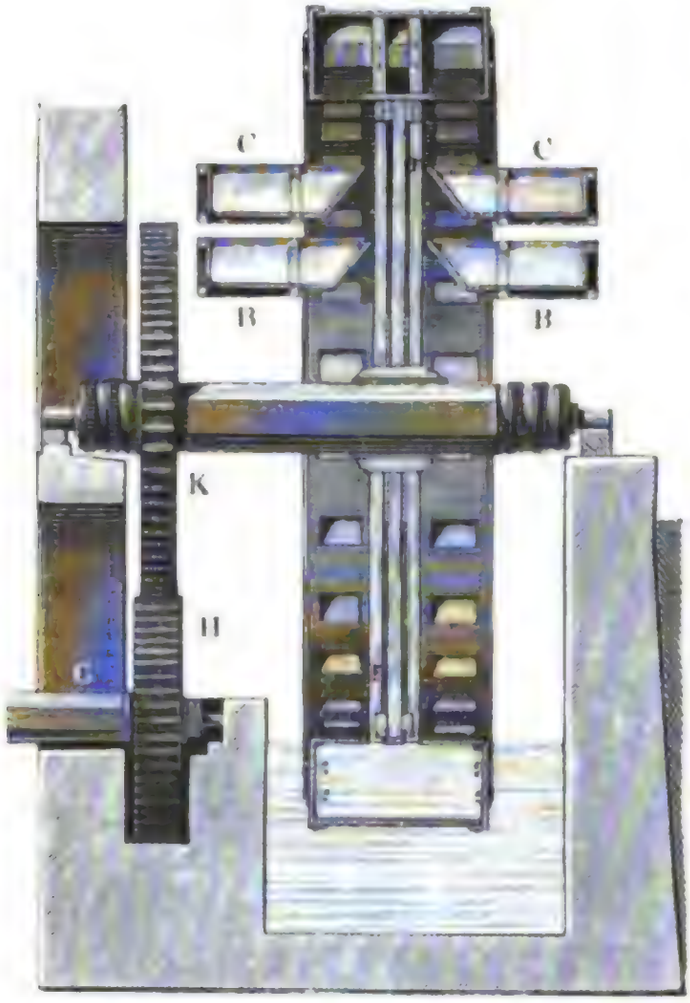
Fig. 657.



Zellen- und Schnecken-räder.

und 658 in $^1/_{80}$ der natürlichen Größe vor Augen geführt. Während dieſes Rad umläuft, füllen ſich die in das Waſſer *A A* (Fig. 657 a. v. S.) eintauchenden Zellen deſſelben von außen mit Waſſer an, und ſind dieſelben auf eine gewiſſe Höhe geſtiegen, ſo gießen ſie das mitgenommene Waſſer durch in dem Boden des Rades angebrachte Oeffnungen in die Gerinne *B D* und *C E*, welche das Rad gabelförmig umgeben. Die drei Armſyſteme *F F* und die zwiſchen denſelben liegenden Reifen, wodurch der Radcanal mit der Welle des Rades in eine feſte Verbindung gebracht wird, ſind nahe an einander gerückt, damit ſie ſich, ohne an die Gerinnköpfe *B B* und *C C*, Fig. 658, anzuſtoßen, umdrehen können. Ein tiefer hängendes Kropfrad ſetzt durch ſeine Welle *G* und mittels des Zahnradvorgeleges *H K* das Schöpfrad in Umdrehung.

Fig. 658.

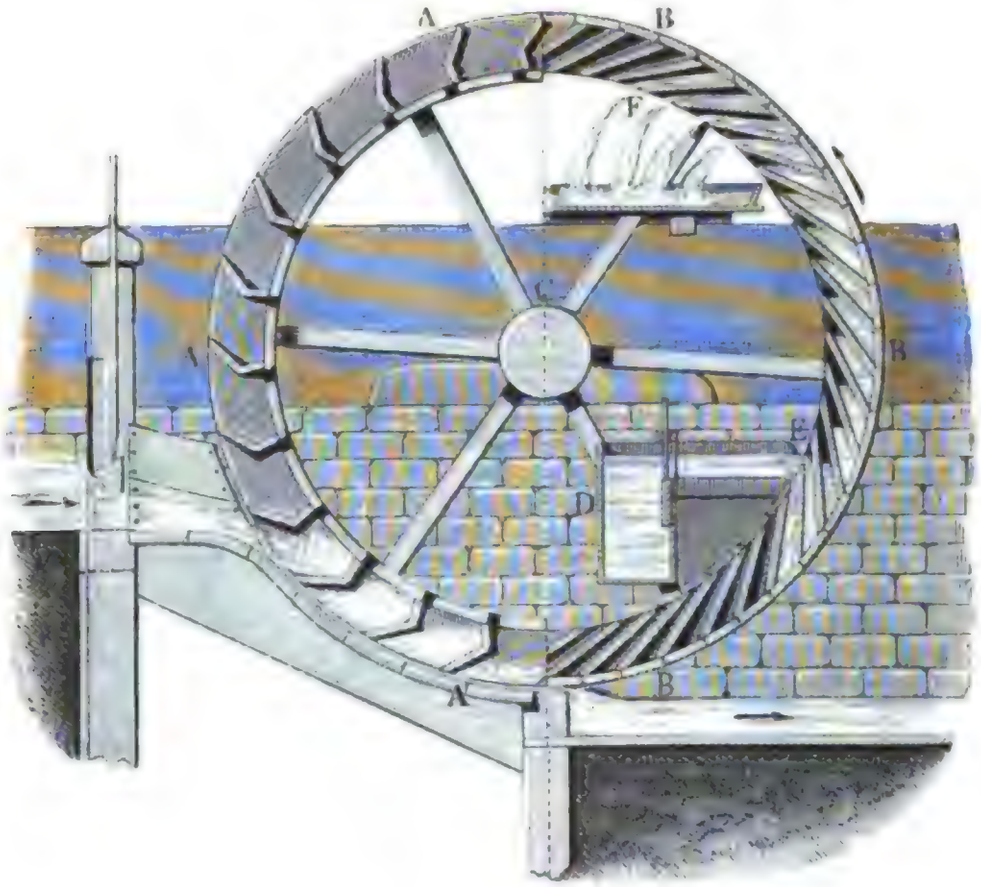


Figur 659 zeigt den vertikalen Längendurchſchnitt eines zu Ranſtedt im Kreiſe Nidda befindlichen Schöpfrades in $^1/_{40}$ der natürlichen Größe. Die linke Hälfte *A A A* dieſer Abbildung zeigt das auf bekannte Weiſe eingerichtete Kropfrad, und die rechte Hälfte *B B B* das unmittelbar an das erſtere anſtoßende Schöpfrad. Dieſes iſt am äußeren Umfang ganz verſchloſſen, und durch einfache ſchiefſtehende Schaufeln in Zellen zertheilt. Das zu hebende Waſſer wird dem Rade durch einen Seitencanal zugeführt, und fließt bei *E* von innen in die Radzellen, ſowie bei *F* aus denſelben wieder heraus, nachdem dieſelben von *E* bis *F* emporgeſtiegen ſind.

Das Trommelrad oder Tympanum nach Vitruv beſtand in einer hohlen Trommel *A B*, Fig. 660, mit einer hohlen Welle *C* und war durch radiale Scheidewände in ſectorförmige Räume getheilt. Jeder dieſer Räume hatte eine Mündung *a* am äußeren Umfang zum Einnehmen des Waſſers, und ſtand auch durch eine Seitenmündung *b* in der hohlen

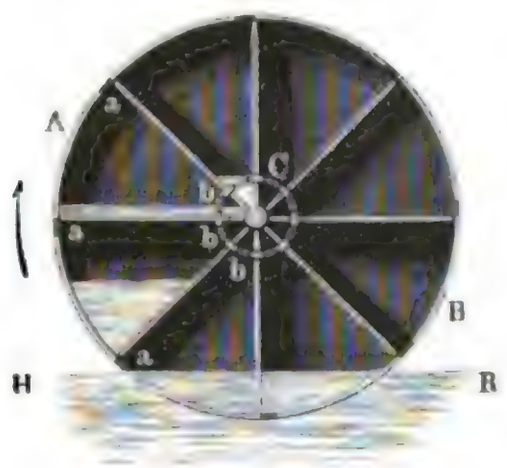
Welle mit dem Inneren der letzteren in Verbindung. Wenn nun das zum Zellen- und Schneckenräder.

Fig. 659.



Theil ins Waſſer getauchte Rad in Umdrehung geſetzt wurde, ſo nahm jede Abtheilung deſſelben bis ins Niveau der Radaxe eine kleine Quantität Waſſer mit empor und goß daſſelbe in die hohle Welle, aus welcher es wieder durch andere Seitenöffnungen in einen Ausgußkaſten geleitet wurde.

Fig. 660.



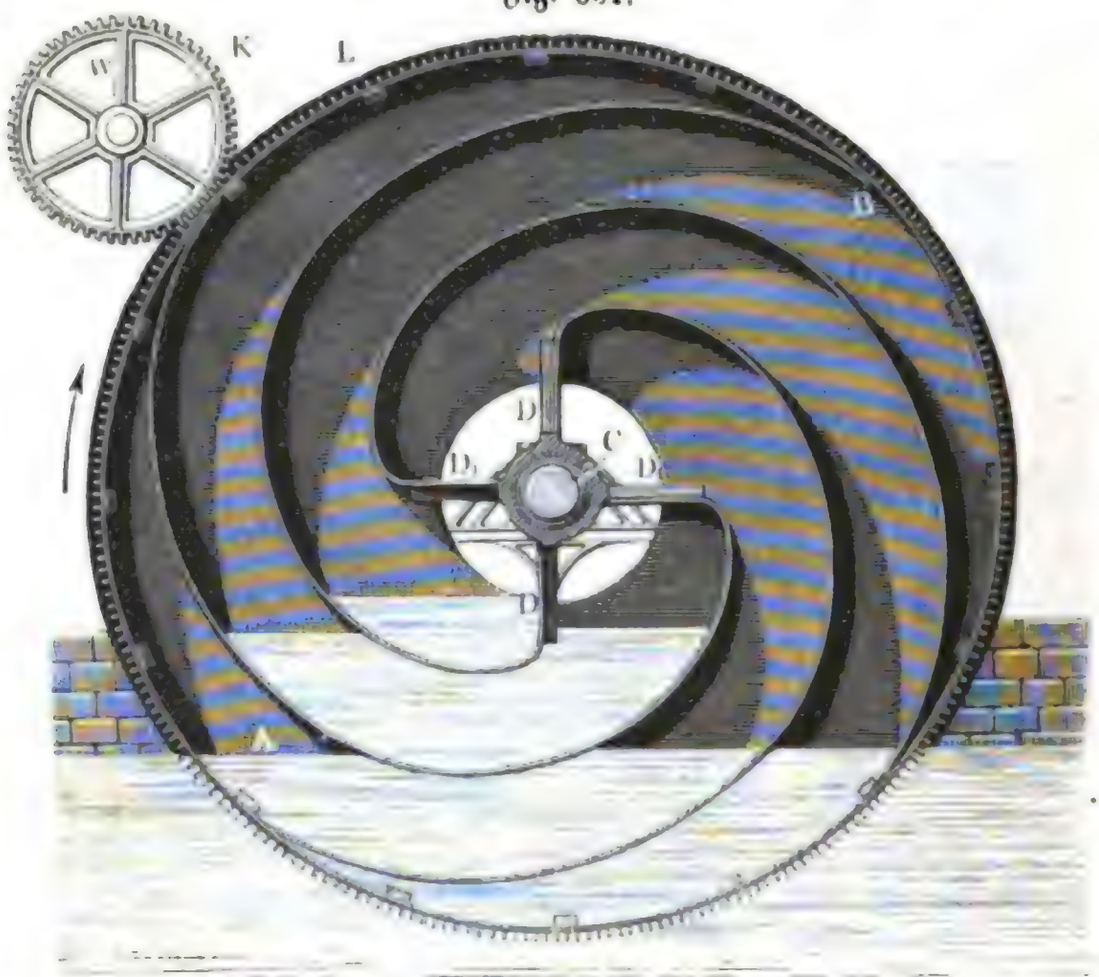
Die Schneckenräder ſind im Principe von dem Trommelrade nicht verſchieden; auch hier wird das Waſſer durch Mündungen am äußeren Radumfange eingenommen und der hohlen Welle des Rades zugeführt, nur ſind hier die radialen Scheidewände durch Spiralgänge erſetzt. Bei dem Rade von de Lafaye ſind es ſpiralförmig gewundene Röhren, welche das Waſſer von dem äußeren Umfange nach dem Inneren der Welle führen, wogegen das Rad von Perronet mit ſpiralförmigen Scheidewänden ausgerüſtet und an den Seiten mit ebenen Wänden bekleidet iſt.

Digitized by Google

Zellen- und Schneckenräder.

Das in den Figuren 661 und 662 in $^1/_{75}$ der natürlichen Größe abgebildete Schneckenrad ACB von Cavé iſt ganz aus Eiſen hergeſtellt, und zwar die Welle CC und die beiden Armgeviere $D_1 D$ aus Gußeiſen,

Fig. 661.



die nach der Kreisevolvente gekrümmten Spiralgänge, ſowie die ebenen Seitenwände aus Eiſenblech von 3 Millimeter Stärke. Das Rad wird durch die Welle W und mittels der Zahnräder K und L in langſame Umdrehung geſetzt, wobei das gehobene Waſſer zu beiden Seiten deſſelben durch die Räume zwiſchen den Armen und den dieſelben umgebenden trichterförmigen Reifen ausgetragen wird.

§. 330. Die Berechnung der Leiſtung der Schöpfräder iſt einfach auf folgende Weiſe zu vollziehen. Es ſei V das Waſſerquantum eines Eimers oder einer Zelle, n die Anzahl dieſer Gefäße längs des ganzen Radumfanges, u die Anzahl der Umdrehungen dieſes Rades pr. Minute, und h die ſenkrechte Höhe, auf welche das Waſſer durch dieſes Rad gehoben wird. Dann hat man das gehobene Waſſerquantum pr. Secunde:

$$1) \quad Q = \frac{n}{60} V u = \frac{n u V}{60}.$$

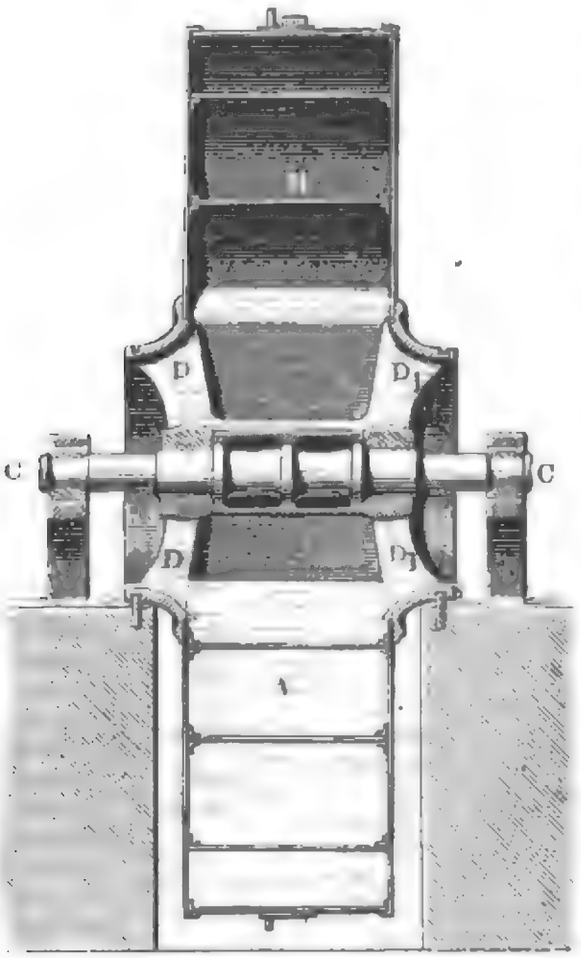
und den nöthigen Arbeitsaufwand:

$$2) \quad L = Q h \gamma = \frac{n u}{60} V h \gamma.$$

Digitized by Google

Beide Formeln ſind natürlich auch auf die Wurfräder anwendbar, wenn hier n die Anzahl der Schaufeln und V das von je einer Schaufel emporgeſchleuderte Waſſer bezeichnet. Zellen- und Schneckenräder

Fig. 662.



Wegen der Nebenhinderniſſe muß man natürlich ſowohl bei den Wurf- als auch bei den Schöpfrädern die gefundene Arbeit L noch um ein Namhaftes vergrößern.

Da das durch ein Schöpfrad gehobene Waſſer bei ſeinem Ausguſſe die Geſchwindigkeit v mit dem Rade gemeinſchaftlich hat, ſo nimmt die Trägheit deſſelben überdies noch die Arbeit $\frac{v^2}{2g} Q\gamma$ in Anſpruch, und damit das Waſſer ungehindert ausgegoſſen werden könne, muß es auch noch auf eine Höhe h_1 über das Niveau des Oberwaſſers gehoben werden, ſo daß hiernach noch die Arbeit $Qh_1\gamma$ verrichtet werden muß. Mit Berückſichtigung dieſer beiden Arbeitsverluſte iſt folglich die ganze auf die Umdrehung eines Schöpfrades zu verwendende mechaniſche Arbeit:

$$3)\quad L = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) Q\gamma = \left(h + h_1 + \frac{v^2}{2g}\right) \cdot \frac{nu}{60} V\gamma.$$

Um nach dieſer Formel den nöthigen Arbeitsaufwand eines Schöpfrades berechnen zu können, iſt nöthig, daß man vorher eine Beſtimmung des Waſſervolumens in einem Eimer oder Schöpfgefäße vornehme. Bei einem Schöpfrade mit kegelförmigen Eimern, Fig. 663 (a. f. S.), iſt dieſes Waſſervolumen die Differenz zwiſchen einem Kegel FGS mit kreisförmiger Baſis FG und einem Kegel KLS mit elliptiſcher Baſis. Iſt s die Höhe SM, und α der halbe Convergenzwinkel $FSM = GSM$ des einen Kegels, ſo hat man deſſen Volumen:

$$V_1 = {}^1/_3\ \pi s^3\ (tang.\ \alpha)^2,$$

und ſchneidet die Baſis KL des zweiten Kegels die Axe SM deſſelben unter dem Winkel $SNK = \beta$ im Abſtande $SN = s_1$ von der Spitze S, ſo hat man die große Axe dieſer Baſis:

Zellen- und Schneckenräder.

$$2a = KL = KN + NL = \frac{s_1 \, sin.\, \alpha}{sin.\,(\beta + \alpha)} + \frac{s_1 \, sin.\, \alpha}{sin.\,(\beta - \alpha)}$$

$$= \frac{s_1 \, sin.\, 2\alpha \, sin.\, \beta}{sin.\,(\beta + \alpha) \, sin.\,(\beta - \alpha)}.$$

dagegen die kleine Axe derſelben:

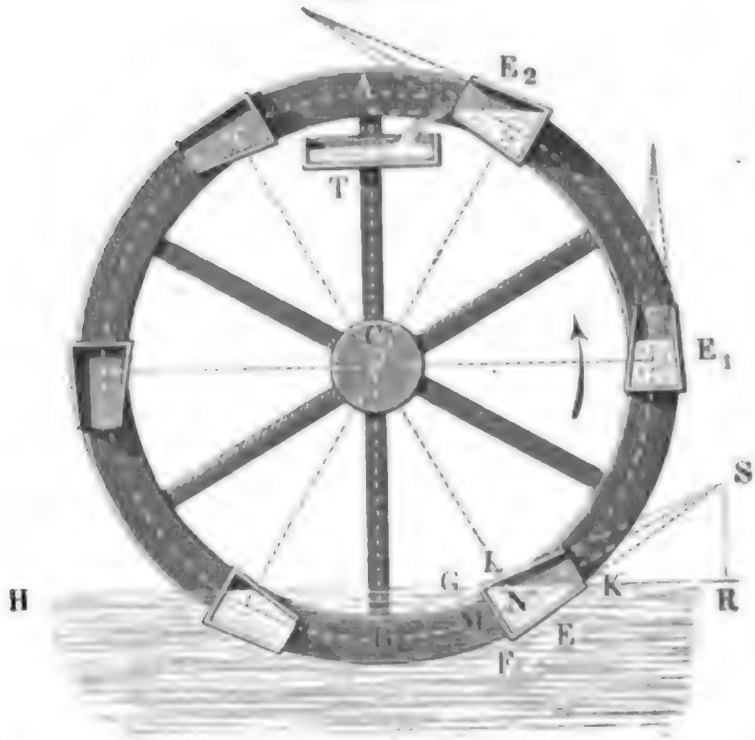
$$2b = 2 s_1 \, tang.\, \alpha,$$

und da noch die Höhe dieſes Kegels $SR = s_1 \, sin.\, \beta$ iſt, das Volumen deſſelben:

$$V_2 = \pi a b \, . \, \frac{s_1 \, sin.\, \beta}{3}$$

$$= \frac{\pi}{3} \, s_1^{\,3} \, \frac{(sin.\, \alpha)^2 \, (sin.\, \beta)^2}{sin.\,(\beta + \alpha) \, sin.\,(\beta - \alpha)} = \frac{{}^1/_3 \, \pi \, s_1^{\,3}}{(colg.\, \alpha)^2 - (colg.\, \beta)^2}.$$

Fig. 663.



Hiernach beſtimmt ſich das Waſſervolumen eines Eimers:

$$V = V_1 - V_2.$$

Bei dem Schneckenrade, oder dem Schöpfrade mit Spiralwänden iſt der vertikale Längenſchnitt des Waſſerkörpers in einer Abtheilung ein Segment, und es läßt ſich daher annähernd das Volumen deſſelben:

$$V = {}^2/_3 \, a \, b \, l$$

ſetzen, wenn a, b und l die Höhe, Breite und Länge dieſes Waſſerkörpers bezeichnen.

Beiſpiel. Ein Schöpfrad habe 12 coniſche Eimer von folgenden Dimenſionen: Halbmeſſer der unteren Grundfläche: $r = 6$ Zoll, Halbmeſſer der oberen Grundfläche: $r_1 = 3$ Zoll, Höhe des Gefäßes: $a = 21$ Zoll, und es ſei die Neigung der Axe dieſer Gefäße beim Austritt aus dem Unterwaſſer: $\beta = 25$ Grad. Wie viel liefert dieſes Schöpfrad Waſſer pr. Minute, und wie viel erfordert daſſelbe zu ſeiner Bewegung mechaniſche Arbeit, wenn die Anzahl der Umdrehungen dieſes Rades pr. Minute $u = 5$ iſt und die Höhe, auf welche es das Waſſer hebt, 11 Fuß beträgt?

Es iſt für den Convergenzwinkel 2α des Gefäßes:

$$tang.\, \alpha = \frac{r - r_1}{a} = \frac{6 - 3}{21} = {}^1/_7,$$

ferner die Höhe des ganzen Kegels (Fig. 663):

$$MS = s = r \, colg.\, \alpha = 6 \, . \, 7 = 42 \text{ Zoll},$$

und die Arenlänge NS des schiefen Ergänzungskegels:

Zellen- und Schneckenräder.

$$s_1 = r_1 \, (cotg.\, \alpha + cotg.\, \beta) = 3 \, . \, 9{,}1445 = 27{,}4335 \text{ Zoll},$$

folglich hat man das Volumen des ganzen Kegels:

$$V_1 = {}^1/_3 \, \pi \, r^2 \, s = \frac{\pi}{3} \, . \, 6^2 \, . \, 42 = 1512 \, . \, \frac{\pi}{3}.$$

Das des Ergänzungskegels ist:

$$V_2 = \frac{\pi}{3} \, . \, \frac{s_1^{\,3}}{cotg.\, \alpha^2 - cotg.\, \beta^2} = \frac{\pi}{3} \, . \, \frac{(27{,}4335)^3}{7^2 - (2{,}1445)^2} = 465 \, . \, \frac{\pi}{3};$$

daher folgt das Wasserquantum in einem Eimer:

$$V = V_1 - V_2 = (1512 - 465) \, \frac{\pi}{3} = 1096 \text{ Cubikzoll} = 0{,}6345 \text{ Cubikfuß}$$

$$= 41{,}88 \text{ Pfund}.$$

Das gehobene Wasserquantum pr. Minute ist:

$$60 \, Q = n \, u \, V = 12 \, . \, 5 \, V = 60 \, V = 38{,}07 \text{ Cubikfuß},$$

und die erforderliche Arbeit pr. Secunde:

$$L = \frac{n \, u}{60} \, V \gamma \, . \, 11 = 41{,}88 \, . \, 11 = 461 \text{ Fußpfund},$$

oder mit Berücksichtigung der Zapfenreibung circa eine Pferdekraft.

§. 331. Anstatt die Schöpfeimer an ein umlaufendes Rad zu befesti- Paternosterwerke.
gen, verbindet man dieselben auch wohl mit einer Kette ohne Ende (s. §. 29 und §. 36). Wird diese Kette mit dem unteren Ende in das Wasser eingetaucht, und durch Umdrehung des oberen Rades, um welches dieselbe gelegt ist, in Bewegung gesetzt, so schöpfen die an ihr sitzenden Eimer Wasser, führen dasselbe mit sich empor und gießen es am oberen Ende der Maschine in ein untergesetztes Gefäß aus. Man kann auch statt der Eimer oder Kästen einfache Schaufeln, Kolben oder Scheiben u. s. w. anwenden, welche man in einem Lutten oder einer Röhre emporsteigen läßt. Diese Maschinen heißen im Allgemeinen Paternosterwerke (franz. chapelets; engl. chain-pumps), und zwar insbesondere Eimer- oder Kastenkünste, wenn das Wasser in Eimern oder Kästen, Schaufeln- oder Scheibenkünste, wenn es durch Schaufeln oder Scheiben, und Püschelkünste, wenn es durch ausgepolsterte Kugeln oder Kissen emporgehoben wird.

Die einfachste Eimerkunst oder sogenannte Noria ist schon aus II., §. 244 bekannt. Dort wurde sie als eine Umtriebsmaschine dargestellt, indem man annahm, daß diese Maschine $A \, B \, D$, Fig. 664 (a. f. S.), durch oben zufließende und auf der einen Seite in den Eimern niedersinkende Wasser in Umdrehung gesetzt wird; wenn man aber dem oberen Rade durch eine andere Kraft die entgegengesetzte Umdrehung giebt und die Maschine so tief ins Wasser taucht, daß sich die unter dem unteren Rade weglaufenden Eimer D mit Wasser füllen können, so wird das letztere bei dem Aufsteigen der Eimer auf der einen Seite mitgenommen und gelangt oben zum Ausgusse, indem die Eimer über dem oberen Rade C

Digitized by Google

Paternoſter-werke.

weglaufen. Obgleich dieſe Art der Waſſerhebung ſehr vollkommen zu ſein ſcheint, ſo hat man doch auch bei ihrer Anwendung mit mehreren Uebelſtänden zu kämpfen. So ſetzt z. B. die Luft in den Gefäßen, zumal wenn dieſelben ſenkrecht herab ins Waſſer eintauchen, dem Eintritt des Waſſers in dieſelben leicht Hinderniſſe entgegen, und es iſt auch das Entleeren der Gefäße nicht leicht ohne Zurückfallen von einer anſehnlichen Menge Waſſer zu bewirken. Hierzu kommt noch, daß das Waſſer zum Theil auf eine beträchtlich größere Höhe gehoben werden muß als es aufgefangen wird. Auch fordert das ungeſtörte Einſchöpfen und Ausgießen des Waſſers, ſowie das regelrechte Auflegen der Kettenglieder auf die Räder oder Trommeln, daß dieſe Maſchine nur langſam umgehe.

Fig. 664.

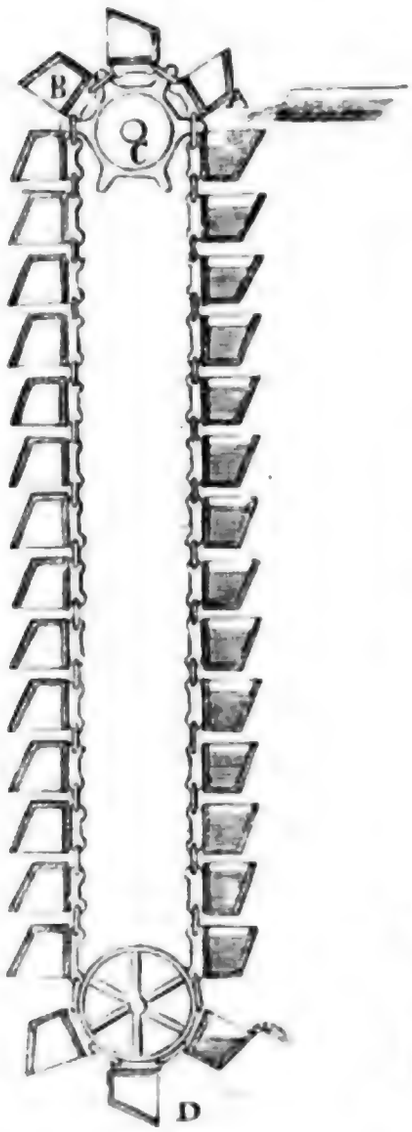
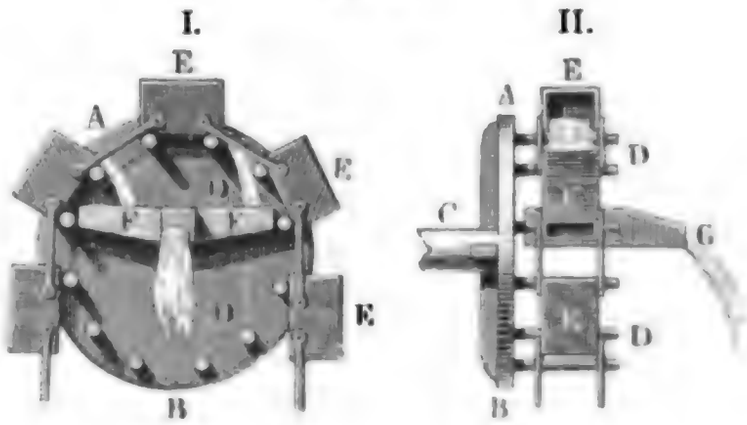


Fig. 665.



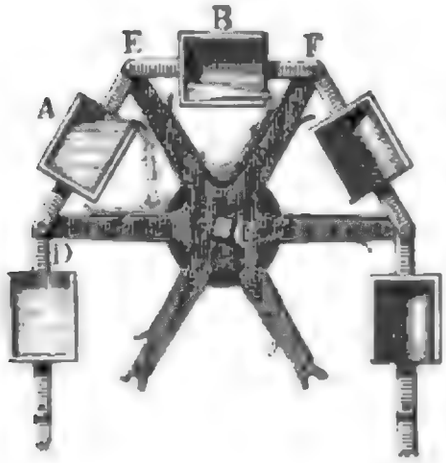
Die Art und Weiſe wie eine Norie durch ein umlaufendes Rad mit Triebſtöcken in Bewegung geſetzt und wie das Waſſer aus den Gefäßen ausgegoſſen und aufgefangen wird, iſt aus Fig. 665, I. und II. zu erſehen, wo AB das um die Axe C umlaufende Rad, D. D die aus der Stirnfläche deſſelben hervorſtehenden Triebſtöcke, E, E die kaſtenförmigen Gefäße und FF den Trog zum Auffangen des Waſſers, ſowie G das Gerinne zum Ableiten deſſelben vorſtellen.

Um das Waſſer bei ſeinem Ausgießen aufzufangen, ſtellt man auch wohl durch zwiſchen je zwei Triebſtöcke oder Radarme eingeſetzte und mit dem Rade feſt verbundene Bleche Gerinne her, welche das Waſſer ſeitwärts in einen Trog leiten. Das obere Ende einer ſolchen Schöpfmaſchine führt Fig. 666 vor Augen. Dieſe Maſchine beſteht aus zwei Ketten, welche

Digitized by Google

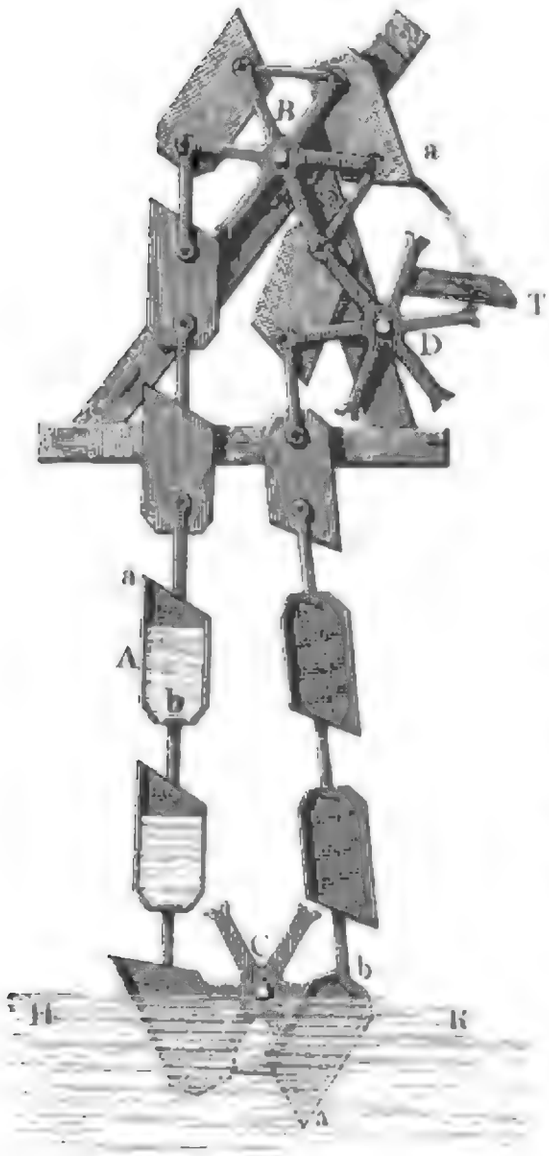
die Gefäße *A*, *B* u. ſ. w. zwiſchen ſich faſſen, und ſich mittels ihrer Bolzen auf die Enden der Radarme *D*, *E*, *F* ... ſtützen. Die Räume *K*, *L* u. ſ. w. zwiſchen den beiden Rädern der oberen Welle und zwiſchen je zwei Armen eines und deſſelben Rades ſind durch Blechwände begrenzt, und dienen zur Aufnahme und zur Weiterführung des ausgegoſſenen Waſſers. Paternoſterwerke.

Fig. 666.



Eine andere Noria, welche in Frankreich häufig angewendet und zuerſt von Gateau conſtruirt worden iſt, zeigt Fig. 667. Dieſelbe beſteht aus Blecheimern wie *A* u. ſ. w. von 1 Fuß Höhe, 6 Zoll Breite und 9 Zoll Länge, welche oben neben dem ſchrägen Boden eine größere Seitenöffnung *a* zum Einſchöpfen und Ausgießen des Waſſers, und unten ein kleines durch ein Klappventil bedecktes Loch *b* zum Ein- und Abführen der Luft enthalten. Beim Aufſteigen der Gefäße ſind natürlich die Ventile geſchloſſen, und wenn die Gefäße oben über das Rad weglaufen, ſo öffnen ſich die Ventile durch ihr eigenes Gewicht, und laſſen die zum Abfließen des Waſſers nöthige Luft in die Gefäße. Wenn die Gefäße in das Unterwaſſer *H R* tauchen, ſo ſtrömt die durch das eindringende Waſſer verdrängte Luft durch die Ventilöffnungen wieder ab. Um das gehobene Waſſer mittels des Troges gut auffangen zu können, iſt unterhalb des oberen Rades *B* ein zweites Rad *D*, welches die niedergehende Kette ſo weit zurückdrängt, daß die Rinne nahe unter das ausgießende Gefäß gerückt werden kann, angebracht.

Fig. 667.



Paternoſterwerke.

Anmerkung. Die Eimerkette wird auch zum Heben von Körnern und lockeren oder halbflüſſigen Maſſen verwendet (ſ. §. 217). In den Getreidemühlen dient ſie unter dem Namen **Elevator** zum Aufziehen von Getreidekörnern und Mehl. Die Eimer oder Becher ſind hier kleine Blechgefäße mit viertelkreisförmigen Seitenflächen und von je 25 bis 75 Cubikzoll Inhalt, und werden auf einen 4 bis 6 Zoll breiten Riemen ohne Ende aufgenietet, der um zwei Trommeln von circa $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{3}{4}$ Fuß Durchmeſſer läuft. Dieſe Trommeln machen pr. Minute 25 bis 30 Umdrehungen, und ertheilen folglich dem Riemen eine Geſchwindigkeit von $1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ Fuß. Nehmen wir dieſe Geſchwindigkeit 2 Fuß an, ferner die Entfernung zwiſchen je zwei Eimern $1\frac{1}{2}$ Fuß, und den Inhalt eines Eimers 30 Cubikzoll, ſo folgt das gehobene Mahlgutquantum pr. Secunde:

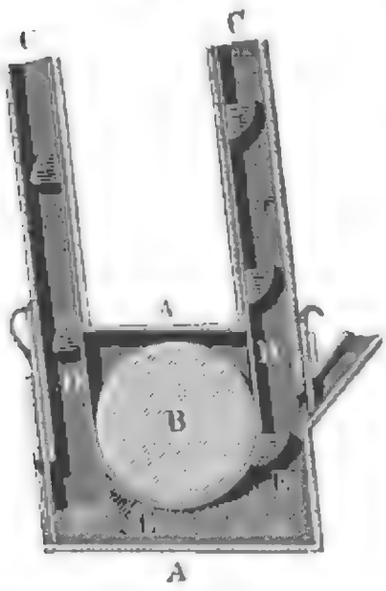
$$= 30 \,.\, 2\ \tfrac{3}{4} = 40 \text{ Cubikzoll},$$

alſo ſtündlich:

$$= 3600 \,.\, 40 = 144000 \text{ Cubikzoll} = \frac{144000}{3072} = 47 \text{ Scheffel}.$$

Beide, nämlich ſowohl der aufſteigende als auch der niederſteigende Riemen, ſind ſammt ihren Eimern von wenig geneigten Lutten ſowie die beiden Trommeln von hölzernen Käſten umgeben. Der vertikale Durchſchnitt des unteren Kaſtens *A A* ſammt der darin eingeſchloſſenen Riemenſcheibe *B* und den unteren Enden *C C* der Lutten mit den darin laufenden Riemen *D D* ſammt Bechern *E E* iſt in Fig. 668 abgebildet.

Fig. 668.



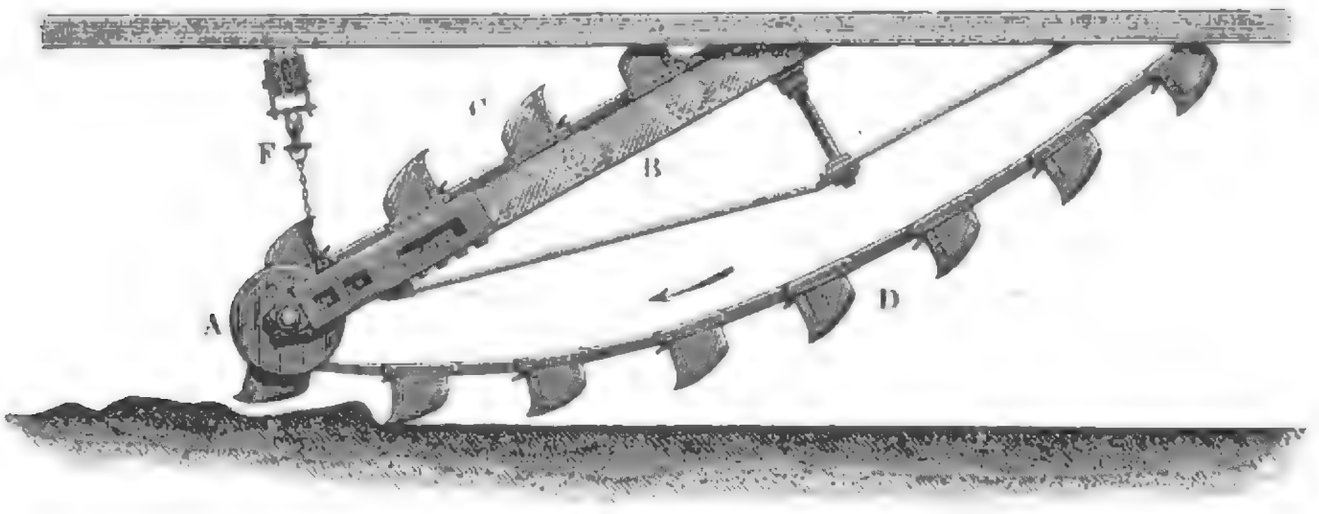
Die **Baggermaſchinen** (franz. machines à curer; engl. dredging machines) ſind gewöhnliche Eimerketten, welche von einem Fahrzeuge aus mittels einer Dampfmaſchine in Bewegung geſetzt werden, und dazu dienen, die Flußbetten und Waſſerbaſſins durch Wegnahme von Sand und Schlamm zu reinigen und auszutiefen (auszubaggern).

Die Käſten oder Körbe beſtehen aus ſtarkem Eiſenblech, und erhalten einen durchlöcherten Boden zum Ablaſſen des Waſſers. Sie ſind an zwei durch Querbolzen mit einander verbundene Laſchenketten befeſtigt, welche oben und unten über eine vierkantige Trommel laufen. Die Welle der oberen Trommel wird mittels Vorgelege durch eine Dampfmaſchine ſo in Umdrehung geſetzt, daß ſie pr. Minute 3 bis 10 Umdrehungen macht. Der Inhalt eines Korbes iſt $1\frac{1}{2}$ bis 3 Cubikfuß, und die Anzahl der Körbe zwiſchen einer Doppelkette 25 bis 30. An der Umtriebswelle iſt noch ein vorzüglich aus zwei mit Eiſen beſchlagenen Balken beſtehender Rahmen oder ſogenannter Schlitten aufgehangen, welcher ſowohl die Kaſtenkette als auch die untere Trommel zu beiden Seiten umgiebt, und mittels eiſerner Rollen die aufſteigende Kette mit den gefüllten Käſten unterſtützt. Um dieſen Bagger je nach der Tiefe des Waſſerbettes höher oder tiefer zu legen, iſt das untere Ende deſſelben an Ketten aufgehangen, welche ſich um eine Trommel im Schiffsraume wickeln laſſen. Man hat einfache und doppelte Baggermaſchinen; die erſteren gehen durch ein mit Seitenwänden bekleidetes Loch in der Mitte des Schiffes, doppelte Bagger liegen dagegen außerhalb, und zwar zu beiden Seiten des Schiffes. In Fig. 669 iſt das untere

Digitized by Google

Ende einer Baggerkette abgebildet. Es iſt *A* die untere Trommel, *B* der Schlitten, *C* die aufſteigende und *D* die niedergehende Kette, ferner ſtellt *EE* das aus- Paternoſter-werke

Fig. 669.



zutiefende Waſſerbett und *F* die Kette u. . w., woran das untere Ende des Schlittens u. ſ. w. aufgehangen iſt, vor. Ausführlicheres hierüber ſ. die Zeitſchrift »Der Ingenieur«, Bd. II., und Publication industrielle par Armengaud, Bd. VII.

§. 332. Die Schaufelwerke werden, da ſie transportabel ſind, und auch bei unreinem Hubwaſſer noch gut arbeiten, nicht ſelten angewendet, um das Grundwaſſer aus mäßigen Tiefen von 5 bis 10 Fuß emporzuheben. Sie beſtehen in der Hauptſache aus einer doppelten Kette ohne Ende, mit rectangulären Holzſchaufeln von 1 bis $1\frac{1}{2}$ Zoll Dicke, 12 bis 16 Zoll Länge und 6 bis 8 Zoll Höhe, welche rechtwinkelig auf den Kettengliedern und zwar mitten zwiſchen den Gelenken derſelben befeſtigt ſind. Die Länge der Kettenglieder, und folglich auch der Abſtand je zweier Schaufeln von einander, iſt ebenfalls 6 bis 8 Zoll, und die Getriebe oder Kettenräder, über welche die Doppelkette läuft, haben meiſt ſechs Triebſtöcke, zuweilen aber auch acht oder mehr radial gehende Zinken, worauf die Gelenke der Kettenglieder zu liegen kommen. Die emporſteigende Schaufelkette zieht ſich durch einen parallelepipediſchen Lutten, die ſogenannte Steigrinne, und hat darin am oberen Rande und an den Seiten der Schaufeln einen Spielraum von $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$ Zoll; die niedergehende Schaufelkette ſtützt ſich entweder auf ein bloßes Laufbrett oder auf eine oben offene Laufrinne. Die Länge dieſer Rinne iſt 15 bis 30 Fuß und ihre Neigung gegen den Horizont 10 bis 30 Grad. Die Bewegung dieſer Maſchine geht von der Welle des oberen Kettenrades aus und wird meiſtens mittels Kurbeln durch Menſchenhände hervorgebracht. Will man die Maſchine durch Pferde mittels eines Göpels in Bewegung ſetzen, ſo verſieht man die ſtehende Welle deſſelben (ſ. §. 243) mit einem gezahnten Rade, und die Welle des oberen Kettenrades mit einem gezahn- Schaufel-werke

Schaufelwerke.

ten Getriebe, und läßt dieſe gezahnten Räder in einander eingreifen. Ganz auf ähnliche Weiſe trifft man auch die Anordnung, wenn das Schaufelwerk entweder durch ein Waſſerrad oder durch ein Windrad in Umdrehung geſetzt wird.

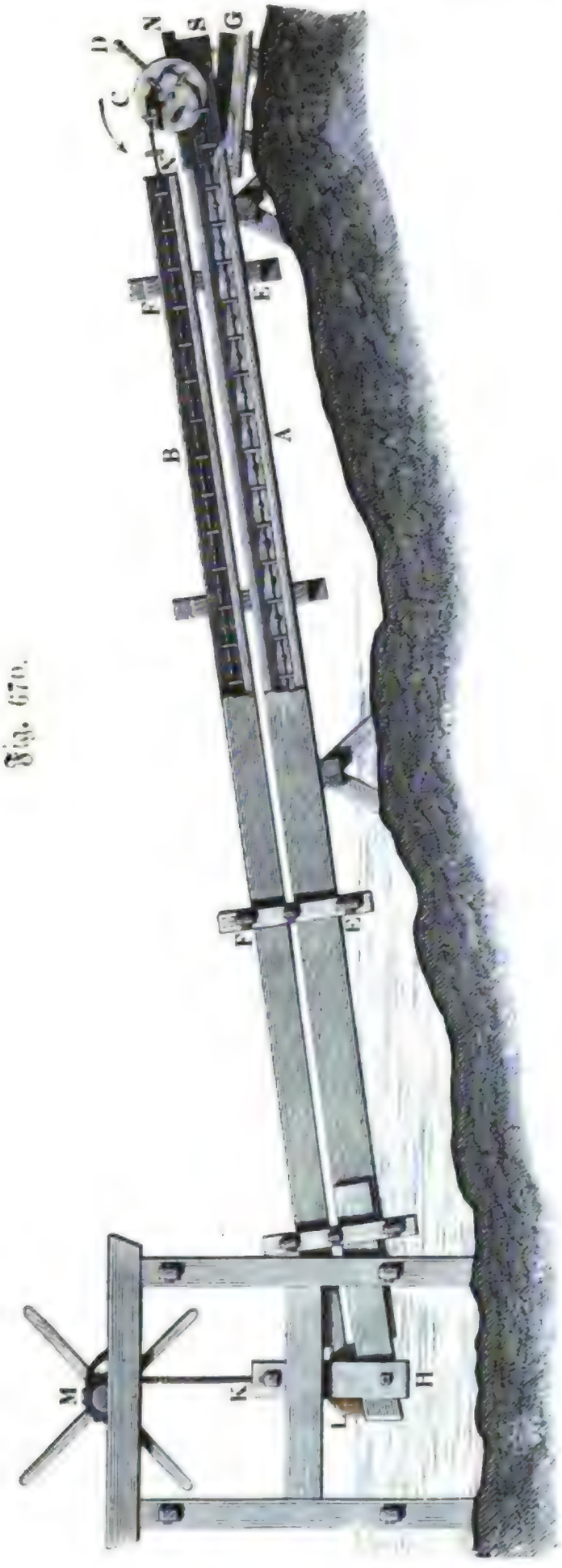
Die Einrichtung eines gewöhnlichen Schaufelwerkes iſt aus Fig. 670, und zwar zum Theil in der äußeren Längenanſicht und zum Theil im Längendurchſchnitt zu erſehen. Es iſt *A* die aufſteigende und *B* die niedergehende Schaufelkette, ſowie *C* das obere nur mit vier Triebſtöcken ausgerüſtete und mittels der Kurbel *D* in Umdrehung zu ſetzende Getriebe. Ferner ſieht man in *EE* die Steig- und in *FF* die Laufrinne, ſowie in *G* die Ableitungsrinne, und in *EF*, *EF* . . . die Zwingen, durch welche die beiden erſteren Rinnen mit einander verbunden ſind. Um der Maſchine die der Steighöhe des Waſſers entſprechende Neigung geben zu können, bringt man noch am unteren Ende derſelben eine zugleich als Angewäge des unteren Getriebes *L* dienende Zwinge *HK* an, und hängt dieſelbe mittels eines Seiles an einen mit einem Sperrrade verſehenen Kreuzhaspel *M*, und um der ganzen Schaufelkette die nöthige Spannung zu geben, läßt man das Angewäge für die Zapfen des oberen Getriebes aus einem Schlitten *NN* beſtehen, und verbindet denſelben mittels einer Sperrklinke und einer gezahnten Stange mit der ſogenannten Scheere *S*, welche den Kopf der Steigrinne *EE* bildet.

Bei der Scheibenkunſt (ſ. Fig. 671) trägt die Kette ſtatt der Schaufeln kreisrunde Scheiben oder Kolben, und ſteigt dieſelbe in einer vertikal ſtehenden cylindriſchen Röhre, der ſogenannten Steigröhre, *AB* empor. Es beſteht eine ſolche Scheibe aus dem hölzernen Stocke oder Kolben *aa*, einer darüber liegenden Lederſcheibe *bb*, welche mit einer Miſchung von Talg, Oel und Theer getränkt wird, einer eiſernen Deckplatte *cc* und einer durch das Ganze hindurchgehenden Spindel, welche beiderſeits mit der Kette verbunden wird. Die Scheibenkette liegt an beiden Enden über den gabelförmigen Armenden der Räder *C* und *D*, wovon das obere mittels einer Kurbel *K* in Umdrehung geſetzt wird, wobei die Kette in der durch den Pfeil angegebenen Richtung in Bewegung geräth, und die Scheiben Waſſer aus dem mit dem Sumpfe in Communication ſtehenden Kaſten *F* in der Steigröhre emporführen und oben durch das Rohr *A* ausgießen. Man giebt der Steigröhre eine Weite von 5 bis 6 Zoll, macht die Durchmeſſer der Lederſcheiben, um eine große Reibung zu vermeiden, etwa $\frac{1}{8}$ Zoll kleiner, und läßt ſie 30 bis 40 Zoll von einander abſtehen. Um ohne bedeutende Vergrößerung der Reibung der Scheiben an der Röhrenwand das Zurückfallen des Waſſers ſo viel wie möglich zu vermeiden, bedient man ſich ſtatt der hölzernen Steigröhren auch ſolcher von Eiſen, oder läßt wenigſtens

Digitized by Google

Fig. 671.

Fig. 670.



Digitized by Google

das untere Ende derſelben aus einer eiſernen Röhre beſtehen, und paßt die Lederſcheiben genau in dieſelbe ein.

Leiſtung der Paternoſterwerke.

§. 333. Die Leiſtung eines Paternoſterwerkes läßt ſich wie folgt berechnen. Iſt V das Volumen des Waſſers, welches ein Eimer oder eine Schaufel u. ſ. w. mit ſich empornimmt, ferner n die Anzahl der Triebſtöcke, Arme oder Gabeln des oberen Getriebes, auf welche ſich die Gelenke der Kette legen, und u die Anzahl der Umdrehungen dieſes Getriebes pr. Minute, ſo hat man das Waſſerquantum, welches dieſe Maſchine pr. Secunde hebt:

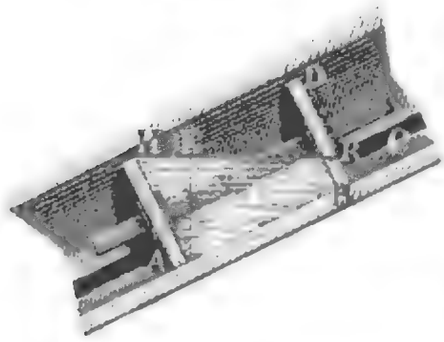
$$Q = \frac{n\,u}{60}\,V.$$

Wird nun das Waſſer auf die ſenkrechte Höhe h emporgehoben, ſo hat man folglich, bei Vernachläſſigung aller Nebenhinderniſſe, den nöthigen Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = Q\,h\,\gamma$$
$$= \frac{n\,u}{60}\,V\,h\,\gamma.$$

Das Waſſervolumen V läßt ſich in der Regel als ein prismatiſcher Körper berechnen. Bei der Schaufelkunſt hängt dieſes Volumen vorzüglich von der Neigung derſelben gegen den Horizont ab. Bezeichnet d die Höhe AH, Fig. 672, einer Schaufel, ferner b die Breite derſelben und e den Abſtand AB je zweier Schaufeln von einander, ſo hat man bei dem Neigungswinkel $ACH = RHD = \alpha$ der Steigrinne gegen den Horizont, das Waſſervolumen einer Schaufel:

Fig. 672.



$$V = b\,.\,(\text{Viereck } AHDR - \text{Dreieck } HDR)$$
$$= b\,(AB\,.\,AH - {}^1/_2\,HD\,.\,DR)$$
$$= b\,(d\,.\,e - {}^1/_2\,e\,.\,e\,tang.\,\alpha) = b\,e\,(d - {}^1/_2\,e\,tang.\,\alpha).$$

Dieſe Formel gilt jedoch nur ſo lange als der Waſſerſpiegel HR zwiſchen je zwei Schaufeln beide Schaufeln trifft; ſchließt ſich aber derſelbe einerſeits (bei C) an den Boden der Steigrinne an, iſt alſo $AC \angle AB$, d. i. $d\,colg.\,\alpha \angle e$, ſo bildet der Querſchnitt des Waſſerkörpers zwiſchen zwei Schaufeln nicht mehr ein Trapez $AHRB$, ſondern ein Dreieck AHC von der Grundlinie $AC = d\,colg\,\alpha$, und es iſt folglich dann:

$$V = {}^1/_2\,d^2\,b\,colg.\,\alpha.$$

Bei den Scheibenkünſten mit vertikaler Steigröhre iſt das Volumen

Digitized by Google

$V = G e$, wenn G den Querſchnitt einer Scheibe und e den inneren Abſtand der benachbarten Scheiben von einander bezeichnen. Leiſtung der Paternoſterwerke.

Das wirklich gehobene Waſſerquantum iſt allerdings noch etwas kleiner; es geht hiervon erſtens der Raum V_1 ab, welchen die Kettenglieder zwiſchen je zwei Schaufeln oder Scheiben verdrängen, und zweitens das Waſſerquantum, welches durch den Spielraum zwiſchen einer Schaufel oder Scheibe und der Rinne oder Röhre zurückfällt Es iſt dieſer Verluſt nur für eine und zwar nur für die jedesmalige oberſte Schaufel oder Rinne in Rechnung zu bringen, weil das unten abfließende Waſſer, je einer Zelle der aufſteigenden Kette durch den Zufluß von oben wieder erſetzt wird.

Bei einer Scheibenkunſt berechnet ſich dieſer Waſſerverluſt wie folgt. Iſt r der Durchmeſſer einer Scheibe und r_1 der innere Durchmeſſer der Röhre, ſo hat man zunächſt den Flächeninhalt des Spielraumes:

$$F = \pi (r_1^2 - r^2),$$

wofür aber auch annähernd

$$= 2 \pi r s$$

geſetzt werden kann, wenn $s = r_1 - r$, die Breite des Spielraumes bezeichnet.

Iſt z die veränderliche Höhe des Waſſers über der ausgießenden Scheibe und μ der dem Querſchnitt F_1 entſprechende Ausflußcoefficient (0,7), ſo folgt das Ausgußquantum während des Zeitelementes dt:

$$dW = \mu F \sqrt{2gz} \, . \, dt \quad \text{(ſ. I., §. 388).}$$

Bewegt ſich nun die Kette mit der Geſchwindigkeit c und iſt wieder der Abſtand zwiſchen je zwei Scheiben $= e$, ſo hat man:

$$z = e - ct, \text{ daher } dz = -c\,dt, \text{ und } dt = -\frac{dz}{c}.$$

Hiernach folgt:

$$dW = \mu F \sqrt{2gz} \, . \left(-\frac{dz}{c}\right) = -\frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \, . \, z^{1/2} dz,$$

und daher:

$$W = -\frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \, . \, {}^2/_3 \, z^{3/2} + Con.,$$

oder, da z von e allmälig bis 0 abnimmt, das ganze zurückfallende Waſſerquantum einer Scheibe:

$$W = \frac{\mu F}{c} \sqrt{2g} \, . \, {}^2/_3 \, e^{3/2} = {}^2/_3 \, \frac{\mu F e}{c} \sqrt{2ge}$$

(ſ. »Analytiſche Hülfslehren« I. Art. 13).

Digitized by Google

Leiſtung der Paternoſterwerke.

Nun iſt aber $\frac{e}{c}$ die Zeit t während des Ausguſſes einer Schaufel, folglich läßt ſich auch

$$W = {}^2/_3 \mu F t \sqrt{2 g e},$$

und das zurückfallende Waſſerquantum pr. Secunde:

$$\frac{W}{t} = Q_1 = {}^2/_3 \mu F \sqrt{2 g e}$$

ſetzen.

Bei einer Schaufelkunſt kann man annehmen, daß nur an den beiden Seiten der Schaufel Waſſer zurückfällt, da der Waſſerſpiegel in einer Zelle nur bis zum oberen Rande der unteren Schaufel reicht und die letztere mit ihrem unteren Rande auf dem Bodenbrett der Steigrinne hingleitet. Die veränderliche Druckhöhe läßt ſich hier, bei dem Neigungswinkel α der Rinne gegen den Horizont

$$z \sin \alpha,$$

und die veränderliche Mündungshöhe

$$z \operatorname{tang}. \alpha$$

ſetzen. Iſt daher s der Spielraum zwiſchen den Seitenrändern einer Schaufel und den Seitenbrettern der Rinne, ſo hat man (ſ. Band I., §. 340):

$$d W = \mu \cdot 2 s z \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g z \sin. \alpha} \cdot d t$$

$$= - 2 \mu \frac{s}{c} \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g \sin. \alpha} \cdot z^{3/2} d z,$$

und hiernach:

$$W = - 2 \mu \frac{s}{c} \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g \sin. \alpha} \cdot {}^2/_5 z^{5/2} + Con.$$

Nehmen wir wieder dieſes Integral zwiſchen den Grenzen $z = e$ und $z = 0$, ſo erhalten wir:

$$W = 2 \mu \frac{s}{c} \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g \sin. \alpha} \cdot {}^2/_5 e^{5/2}$$

$$= 2 \cdot {}^2/_5 \mu \frac{e}{c} s e \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g e \sin. \alpha}$$

und daher das zurückfallende Waſſer pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{W}{t} = \frac{W c}{e} = {}^4/_5 \mu s e \operatorname{tang}. \alpha \sqrt{2 g e \sin. \alpha}.$$

Die Kraft zur Bewegung eines Schaufelwerkes wird vorzüglich noch durch die Reibung der Schaufeln auf den Bodenbrettern beider Rinnen vergrößert. Iſt R das Gewicht der armirten Schaufelkette (ſammt Schaufeln) und bezeichnet φ den Reibungscoefficienten (nach I., §. 161, iſt $\varphi = {}^1/_4$), ſo hat man, der Theorie der ſchiefen Ebene zu Folge, die Reibung der Schaufelkette $= \varphi R$.

Digitized by Google

Zu dieſer Reibung geſellt ſich noch die Zapfenreibung der beiden Getriebe und Reibung der Kettengewinde beim Auflegen auf die Getriebe und Abwickeln von denſelben. Beide laſſen ſich nach den in Bd. I., §. 177 entwickelten Formeln berechnen. Leiſtung der Paternoſterwerke.

Die Kraft in der Kettenaxe iſt, ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe:

$$P = \frac{L}{c} = \frac{n u}{60} \cdot \frac{V h}{c} \gamma.$$

oder, da der Raum

$$e = c l = \frac{60}{n u} c, \text{ alſo } \frac{n u}{60} = \frac{c}{e} \text{ iſt:}$$

$$\frac{L}{c} = \frac{V h \gamma}{e}.$$

folglich mit Berückſichtigung der Schaufelreibung, vorausgeſetzt, daß die Armlänge der Kurbel $= a$ und der mittlere Halbmeſſer des Getriebes $= b$ iſt, die erforderliche Umdrehungskraft an der Kurbel:

$$P = \frac{b}{a}\left(\frac{L}{c} + \varphi R\right) = \frac{b}{a}\left(\frac{V h \gamma}{e} + \varphi R\right).$$

Anmerkung. Bei einem Schaufelwerke von gegebener Länge l giebt es eine gewiſſe Neigung α, wobei die Nutzleiſtung oder das Product aus dem Waſſerquantum Q und der Steighöhe $h = l \sin. \alpha$ ein Maximum iſt. Setzen wir das Waſſerquantum pr. Secunde nach dem Obigen:

$$Q = \frac{n u}{60} V = \frac{n u}{60} b e (d - {}^1/_2 e \tang. \alpha) = b c (d - {}^1/_2 e \tang. \alpha),$$

ſo erhalten wir:

$$Q h = b c l \sin. \alpha (d - {}^1/_2 e \tang. \alpha).$$

Dieſer Werth iſt mit $d \sin. \alpha - {}^1/_2 e \tang. \alpha \sin. \alpha$ ein Maximum. Die Differentialrechnung beſtimmt den entſprechenden Werth für α mittels der Gleichung:

$$d \cos. \alpha - \frac{e}{2}\left(\tang. \alpha \cos. \alpha + \frac{\sin. \alpha}{\cos. \alpha^2}\right) = 0,$$

oder:

$$\tang. \alpha^3 + 2 \tang. \alpha = \frac{2 d}{e}.$$

Hiernach hat man z. B. für $d = e$, $\tang. \alpha^3 + \tang. \alpha = 2$, und dieſem entſprechend, $\alpha = 37°, 38'$.

Beiſpiel. Bei einer Schaufelkunſt iſt die Breite einer Schaufel, $b = 1$ Fuß, die Höhe derſelben, $d = {}^1/_2$ Fuß, die innere Entfernung derſelben von einander, $e = {}^2/_3$ Fuß, ferner die Neigung der Schaufelkette gegen den Horizont, $\alpha = 20$ Grad, die Steig- oder Hubhöhe des Waſſers, $h = 6$ Fuß, der Spielraum der Schaufeln zwiſchen den Seiten und dem Steiggerinne, $s = {}^3/_{16}$ Zoll, die Anzahl der Triebſtöcke oder Arme des oberen Getriebes $n = 6$, und die Anzahl der Umdrehungen deſſelben pr. Minute $u = 40$; es ſoll die durch dieſe Maſchine zu hebende Waſſermenge und der hierzu nöthige Arbeitsaufwand gefunden werden.

Digitized by Google

Leiſtung der Paternoſterwerke

Ohne Rückſicht auf Verluſte iſt das gehobene Waſſerquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n\,u}{60}\,b\,e\,(d - \tfrac{1}{2}\,e\,tang.\,\alpha) = \frac{6\,.\,40}{60}\,.\,1\,.\,{}^{2}/_{3}\,(\tfrac{1}{2} - \tfrac{1}{3}\,tang.\,20^{\circ})$$
$$= {}^{8}/_{9}\,(0{,}500 - 0{,}121) = 1{,}011 \text{ Cubikfuß.}$$

Nehmen wir an, daß das Kettenſtück zwiſchen je zwei Schaufeln 10 Cubikzoll $= \frac{10}{1728} = 0{,}006$ Cubikfuß Waſſer verdrängt, ſo geht hiernach von Q,

$$0{,}006\,.\,\frac{n\,u}{60} = 0{,}006\,.\,4 = 0{,}024 \text{ Cubikfuß}$$

ab, und bringen wir noch das zurückfallende Waſſerquantum zu

$$Q_1 = {}^{1}/_{3}\,\mu\,s\,e\,tang.\,\alpha\,\sqrt{2\,g\,e\,sin.\,\alpha}$$
$$= {}^{1}/_{3}\,.\,0{,}7\,.\,\frac{3}{8\,.\,12}\,{}^{2}/_{3}\,tang.\,20^{\circ}\,\sqrt{2\,.\,31{,}25\,.\,{}^{2}/_{3}\,sin.\,20^{\circ}}$$
$$= 0{,}0117\,tang.\,20^{\circ}\,\sqrt{41{,}7\,sin.\,20^{\circ}} = 0{,}017$$

in Anſchlag, ſo bleibt als wirklich gehobene Waſſermenge:

$$Q = 1{,}011 - 0{,}024 - 0{,}017 = 0{,}97 \text{ Cubikfuß.}$$

Die Geſchwindigkeit der Schaufelkette iſt beſtimmt durch $c = \frac{n\,u}{60}\,e$, worin aber zur Erlangung einer größeren Genauigkeit für e der mittlere Schaufelabſtand, oder der innere Schaufelabſtand (${}^{2}/_{3}$ Fuß) plus Schaufelſtärke (1 Zoll), alſo im Ganzen ${}^{9}/_{12} + {}^{1}/_{12} = {}^{3}/_{4}$ Fuß einzuſetzen iſt. Es folgt hiernach:

$$c = 4\,.\,{}^{3}/_{4} = 3 \text{ Fuß.}$$

Der nöthige Arbeitsaufwand iſt:

$$L = Q\,h\,\gamma = 1{,}011\,.\,6\,.\,66 = 400 \text{ Fußpfund,}$$

alſo die Kraft:

$$P = \frac{L}{c} = \frac{400}{3} = 133{,}3 \text{ Pfund.}$$

Die Länge einer Kette iſt reichlich $\frac{h}{sin.\,\alpha} = \frac{6}{sin.\,20} = 18$ Fuß, ſetzen wir jedoch dieſelbe 24, alſo die Länge beider Ketten zuſammen 48 Fuß, ſo erhalten wir die Anzahl aller Schaufeln derſelben:

$$48 : {}^{3}/_{4} = 64;$$

wiegt folglich eine Schaufel ſammt dem zugehörigen Kettenſtücke 4 Pfund, ſo hat die ganze Schaufelkette das Gewicht $R = 4\,.\,64 = 256$ Pfund, und es iſt die entſprechende Reibung derſelben auf den Gerinnböden, $\eta\,R = {}^{1}/_{4}\,.\,256 = 64$ Pfund. Hiernach iſt nun die Geſammtlaſt $133{,}3 + 64 = 197{,}3$ Pfund; und iſt nun das Verhältniß $\frac{b}{a}$ des Getriebehalbmeſſers b zur Kurbelhöhe a, $= {}^{3}/_{4}$, ſo folgt die nöthige Kraft an der Kurbel:

$$P = {}^{3}/_{4}\,.\,197{,}3 = 148 \text{ Pfund}$$

ferner die Geſchwindigkeit derſelben:

$$\frac{a}{b}\,.\,c = 3\,.\,{}^{1}/_{3} = 4 \text{ Fuß,}$$

und folglich die geſammte Arbeit:

$$L = 148\,.\,4 = 592 \text{ Fußpfund.}$$

Digitized by Google

Nehmen wir an, daß zu dieſer Arbeitsverrichtung 8 Mann verwendet werden, wovon jeder 1000000 Fußpfund täglich verrichtet, ſo iſt die Zahl der wirklichen Arbeitszeit: Leiſtung der Paternoſterwerke.

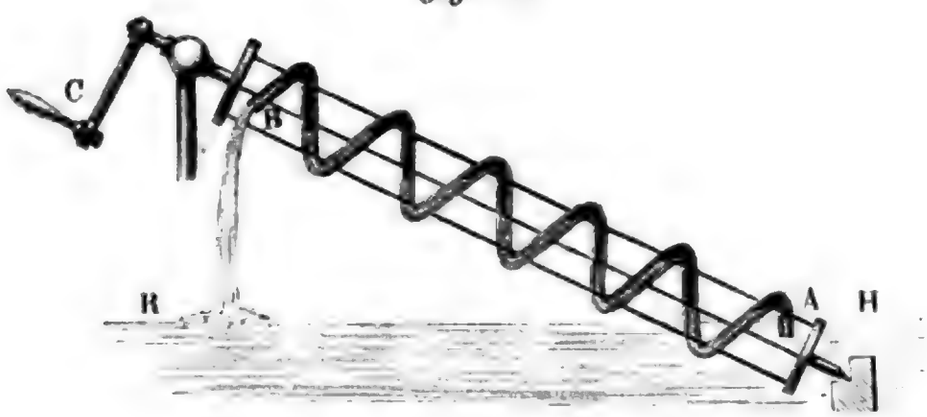
$$t = \frac{1000000 \,.\, 8}{592 \,.\, 60 \,.\, 60} = 3^3/_4 \text{ Stunden} = 13514 \text{ Secunden},$$

und folglich das von dieſen 8 Arbeitern täglich gehobene Waſſerquantum:

$$Qt = 0{,}97 \,.\, 13514 = 12973 \text{ Cubikfuß}.$$

§. 334. Eine der älteſten Waſſerhebungsmaſchinen iſt die Archimediſche Waſſerſchnecke (franz. vis d'Archimède; engl. Archimedes' screw). Dieſelbe beſteht der Hauptſache nach in einer Röhre, welche um eine gegen den Horizont geneigte Axe AB (Fig. 673) ſchraubenförmig ge- Archimediſche Waſſerſchnecke.

Fig. 673.



wunden iſt, und durch eine Kurbel C oder ein anderes Rad um dieſe Axe AB in Umdrehung geſetzt werden kann. Wird dieſe Schraube ſo aufgeſtellt, daß ihre Gänge nicht bloß anſteigen, ſondern auch zum Theil fallen, und daß ihr unteres Ende A bis zu einer gewiſſen Tiefe in das Waſſer HR eintaucht, ſo nimmt dieſelbe bei jeder Umdrehung eine gewiſſe Waſſermenge V in ſich auf, die bei den folgenden Umdrehungen immer höher und höher ſteigt, und zuletzt am oberen Ende B der Röhre zum Ausguß gelangt. Die Waſſermenge V hängt von dem Querſchnitte F der ſchraubenförmig gebogenen Röhre oder ſogenannten Schlange, und von der Länge l des waſſerhaltenden Bogens eines Ganges oder Umlaufes derſelben ab, und läßt ſich, zumal wenn die Weite dieſer Röhre in Hinſicht auf den Durchmeſſer des Cylinders, um welchen ſie ſich windet, klein iſt, $V = Fl$ ſetzen.

Beſteht die Maſchine nur aus einer Schlange, und macht dieſelbe pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt das von ihr gehobene Waſſerquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{u}{60} V = \frac{u}{60} Fl;$$

Digitized by Google

Archimediſche Waſſerſchnecke.

hat aber dieſelbe n Windungen oder Schlangen, welche alle um dieſelbe Axe laufen und in einem und demſelben Querſchnitt aus- und einmünden, ſo iſt:

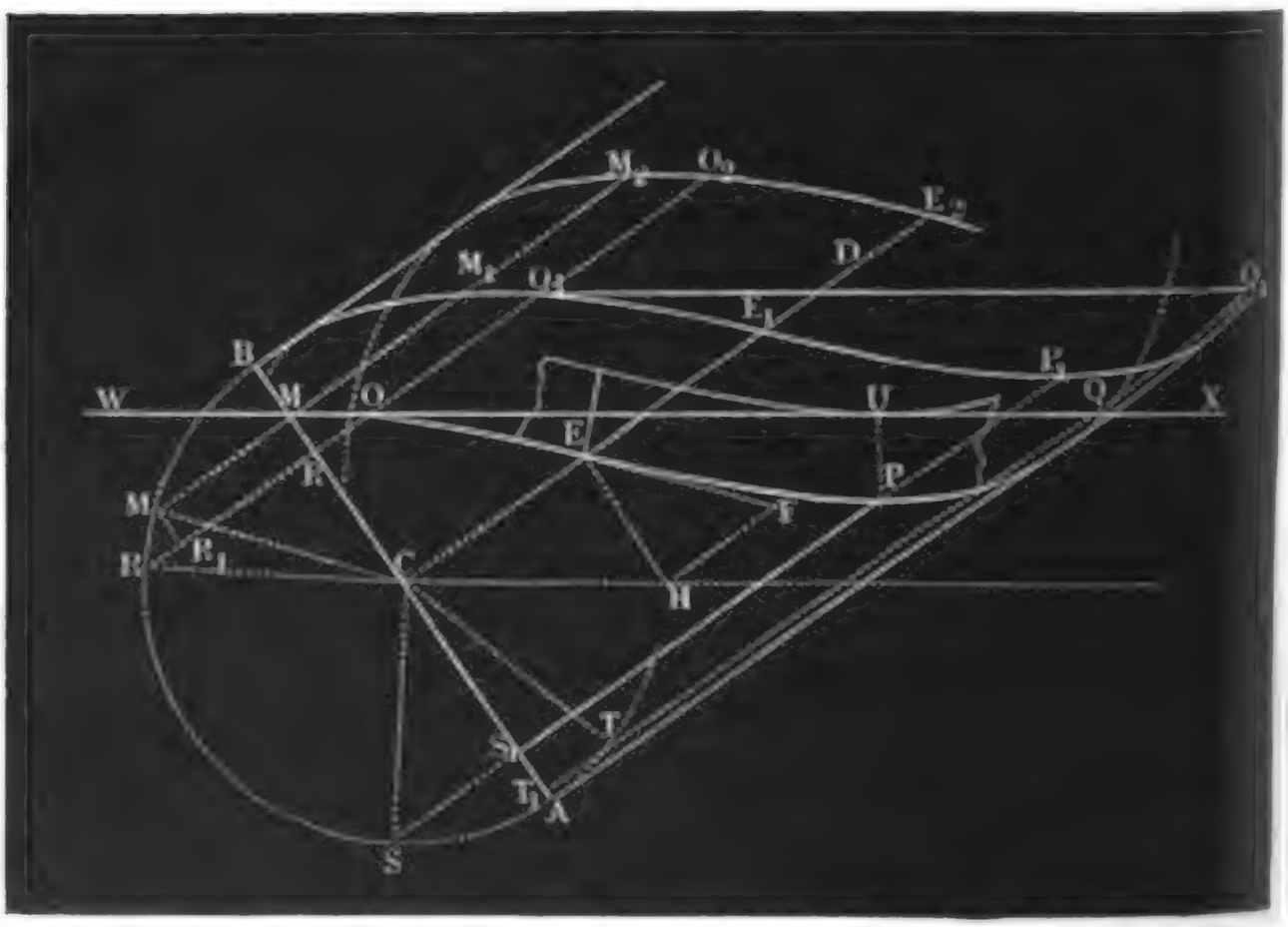
$$Q = \frac{nu}{60} V = \frac{nu}{60} Fl.$$

und das entſprechende theoretiſche Arbeitsquantum, bei der ganzen ſenkrechten Steighöhe des Waſſers in der Schnecke:

$$L = Qh\gamma = \frac{nu}{60} Vh\gamma = \frac{nu}{60} Flh\gamma.$$

Die Länge l des waſſerhaltenden Bogens hängt ab von dem Anſteigen oder Steigwinkel $FEH = \alpha$ (Fig. 674) der Axe der Schlange in

Fig. 674.



Hinſicht auf den Querſchnitt AB zur Umdrehungsaxe CD, und von dem Neigungswinkel $DCH = \beta$ der letzteren Axe gegen den Horizont CH oder gegen die Oberfläche WX des Unterwaſſers. Damit beim Austritt der Einmündung M der Schlange $MOPQ$ aus dem Waſſerſpiegel WX kein Waſſer aus derſelben zurückfließe, iſt es nöthig, daß das erſte Schlangenſtück $MOEP$ abwärts geneigt, daß folglich das erſte Element MO derſelben horizontal ſei und alſo in die Ebene des Waſſerſpiegels WX falle. Nehmen wir an, daß die Einmündungsſtelle M um den Winkel $BCM = \delta^0$ von dem Scheitel B der (in der Figur auf die Bildebene umgelegten) Baſis $BMSA$ der Schraube abſtehe, und ſetzen wir das

Digitized by Google

Element MCR des Umdrehungswinkels, welches dem Schlangenelemente MO entſpricht, φ. ſo haben wir bei dem Halbmeſſer $CA = CB = r$ der Schraube, das Bogenelement $MR = MC \,.\, \varphi = r\varphi$, und folglich die Steighöhe des Elementes MO: Archimediſche Waſſerſchnecke.

$$RO = MR \; tang.\, \alpha = r\varphi \; tang.\, \alpha.$$

Dieſe Steighöhe beſtimmt ſich aber auch aus der Projection des rechtwinkeligen Dreieckes MRO in der vertikalen und durch die Axe CD der Schraube gelegten Bildebene dadurch, daß man

$$\overline{MR} = MR_1 = \widehat{MR} \; sin.\, MRR_1 = r\varphi \; sin.\, \delta$$

und den Winkel $MOR = DCH = \beta$ ſetzt, und zwar:

$$RO = \overline{MR} \; cotg.\, MOR = r\varphi \; sin.\, \delta \; cotg.\, \beta.$$

Es iſt alſo hiernach:

$$r\varphi \; sin.\, \delta \; cotg.\, \beta = r\varphi \; tang.\, \alpha,$$

folglich:

$$sin.\, \delta = tang.\, \alpha \; tang.\, \beta.$$

Durch dieſen Winkel δ iſt die erforderliche Tiefe der Eintauchung der Schnecke unter das Waſſer beſtimmt. Es iſt

$$CM = r \; cos.\, \delta, \quad \text{folglich} \quad BM = r\,(1 - cos.\, \delta)$$

und die ſenkrechte Höhe des Scheitels B über dem Waſſerſpiegel:

$$h = r\,(1 - cos.\, \delta)\; cos.\, \beta.$$

Das Fallen der Schlange, von der Einmündung M ausgegangen, erſtreckt ſich übrigens nur bis zu einer gewiſſen Stelle P; über P hinaus nach Q u ſ. w. hin fängt die Schlange an zu ſteigen; es iſt folglich dieſelbe in P wieder horizontal, und alſo auch für dieſe Stelle die Gleichung

$$sin.\, \delta = tang.\, \alpha \; tang.\, \beta$$

giltig.

Leicht iſt nun zu ermeſſen, daß der ſpitze Winkel $BCM = \delta$ der Einmündungs- und der ſtumpfe Nebenwinkel

$$BCS = 180^0 - BCM = 180^0 - ACS = 180^0 - \delta$$

der tiefſten Stelle P des erſten Schraubenganges entſpricht.

Dieſe beiden Punkte M und P rücken einander immer näher und näher, oder das abfallende Bogenſtück MP wird um ſo kleiner, je näher δ und $180^0 - \delta$ dem Rechtwinkel (90^0) kommen, und fallen für $\delta = 90^0$ alſo für

$$sin.\, \delta = tang.\, \alpha \; tang.\, \beta = 1,$$

ganz zuſammen.

In dieſem Falle iſt:

$$tang.\, \beta = \frac{1}{tang.\, \alpha} = cotang.\, \alpha = tang.\, (90^0 - \alpha).$$

alſo:

$$\beta = 90^0 - \alpha \quad \text{oder} \quad \alpha + \beta = 90 \text{ Grad},$$

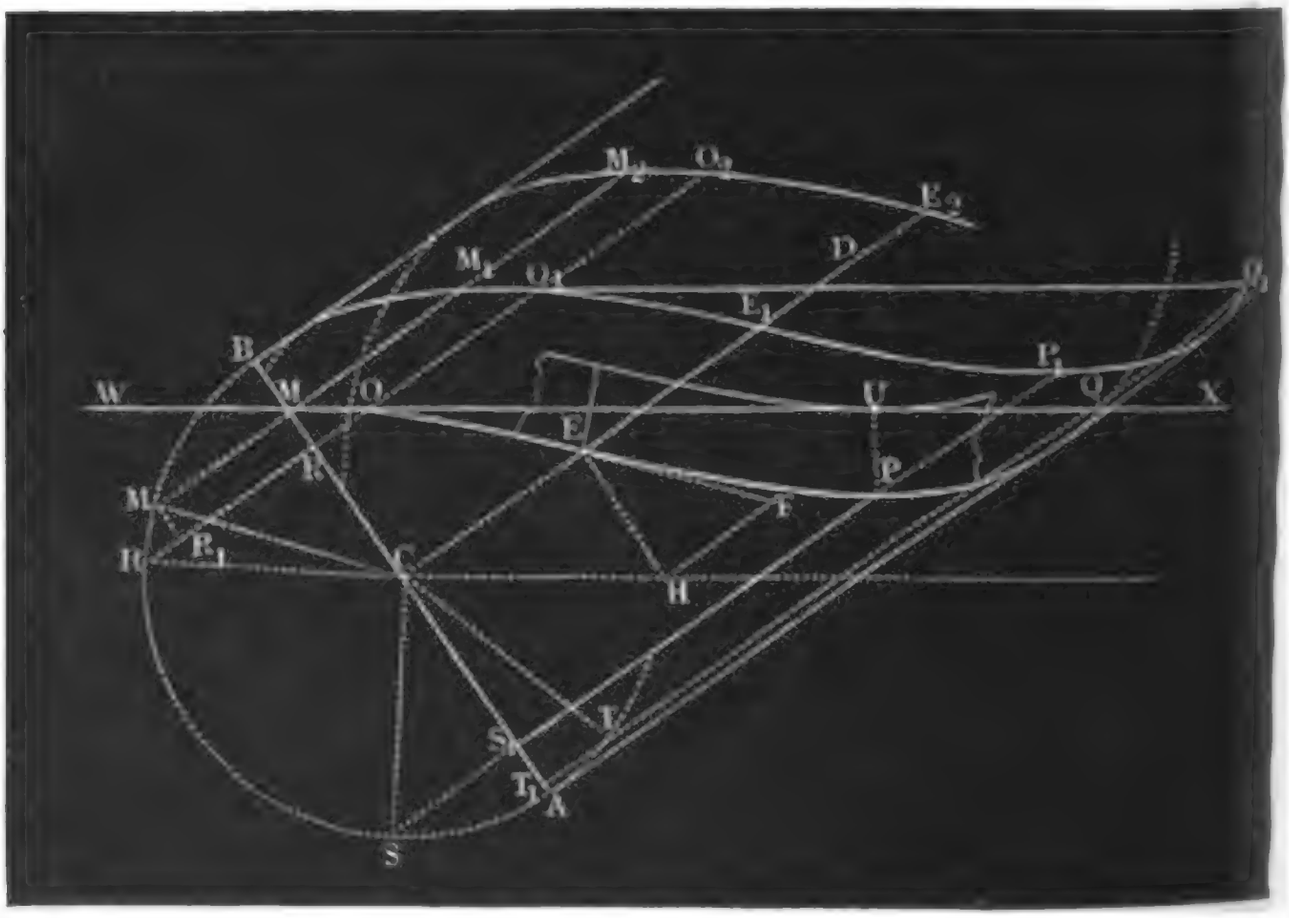
Digitized by Google

Archimediſche Waſſerſchnecke.

und dann läuft die Schlange gleich von der Mündung aus aufwärts, und nimmt folglich auch gar kein Waſſer auf. Damit alſo die umlaufende Waſſerſchnecke wirklich Waſſer mit ſich empornehme, iſt es nöthig, daß der Steig- oder Windungswinkel der Schraube und der Neigungswinkel ihrer Axe, der ſogenannte Standwinkel derſelben, zuſammen noch nicht einen Rechtwinkel (90 Grad) betragen.

§. 335. In dem Punkte Q, Fig. 675, wo die Schlangenaxe MPQ die Ebene WX des Waſſerſpiegels ſchneidet, liegt natürlich das Ende des

Fig. 675.



mit Waſſer erfüllten oder ſogenannten waſſerhaltenden Bogens der Schlange. Setzen wir den Drehungswinkel MCT, oder den Centriwinkel der kreisförmigen Projection MST des waſſerhaltenden Bogens ψ; ſo haben wir die Länge dieſer Projection MST, $= r\psi$, und folglich die Steighöhe des ganzen waſſerhaltenden Bogens:

$$T_1 Q = r\psi \; tang. \alpha.$$

Die Auflöſung des rechtwinkligen Dreieckes MQT_1 in der vertikalen Bildebene durch CD giebt auch:

$$T_1 Q = \overline{MT_1} \; . \; colg. \; MQT_1 = (MC + CT_1) \; colg. \; DCH$$
$$= r \; [cos. \; \delta - cos. \; (\delta + \psi)] \; colg. \; \beta;$$

folglich iſt auch:

$\psi\ tang.\ \alpha = [cos.\ \delta - cos.\ (\delta + \psi)]\ colg.\ \beta$, oder:
$\psi\ tang.\ \alpha\ tang.\ \beta + cos.\ (\delta + \psi) = cos.\ \delta$, d. i.:
$\psi\ sin.\ \delta = cos.\ \delta - cos.\ (\delta + \psi)$.

Archimediſche Waſſerſchnecke.

Durch natürlich nur auf dem Wege der Annäherung zu bewirkende Auflöſung dieſer Gleichung erhält man das nöthige Element ψ zur Beſtimmung der Länge l des waſſerhaltenden Bogens MPQ, es iſt nämlich:

$$l = \text{Bog. } MST : cos.\ \alpha$$
$$= \frac{\psi r}{cos.\ \alpha}.$$

Während der Umdrehung der Schraube um ihre Axe CD ändert ſich weder die Größe noch die Geſtalt des waſſerhaltenden Bogens; denn es rückt derſelbe hierbei allmälig ſo empor, daß ſich alle, und folglich auch die Endpunkte deſſelben in den mit der Axe CD parallelen Linien MM_1, EE_1, PP_1, QQ_1 fortbewegen. Da von der ganzen Länge $\frac{2\pi r}{cos.\ \alpha}$ eines Schraubenganges nur der Theil $\frac{\psi r}{cos.\ \alpha}$ mit Waſſer erfüllt iſt, ſo bleibt für die Luft noch die Bogenlänge:

$$l_1 = \frac{2\pi r}{cos.\ \alpha} - \frac{\psi r}{cos.\ \alpha} = \frac{(2\pi - \psi) r}{cos.\ \alpha}$$

übrig.

Während einer Umdrehung beſchreibt die Einmündung der Schlange nur einen Bogen $2\widehat{MB} = 2\delta r$ in der Luft, es wird daher auch hierbei von derſelben nur ein Luftbogen $\frac{2\delta r}{cos.\ \alpha}$ eingenommen, und es kann ſich folglich derſelbe, ſowie die Einmündung der Schlange wieder unter das Waſſer getreten iſt, nur auf Koſten der Dichtigkeit der in derſelben eingeſchloſſenen Luft verlängern. Da mit einer ſolchen Ausdehnung oder Dichtigkeitsverminderung der Luft auch eine Verminderung der Preſſung derſelben verbunden iſt, ſo wird dadurch der Gleichgewichtszuſtand des waſſerhaltenden Bogens geſtört, und in Folge deſſen ein Theil Waſſer deſſelben in den verdünnten Luftbogen zurückfließen. Um die dadurch herbeigeführten Störungen in dem regelmäßigen Aufſteigen des Waſſers zu vermeiden, verſieht man entweder die Schlange längs ihrer ganzen Erſtreckung mit vielen feinen Löchern, durch welche die zur Ausfüllung des Bogens l_1 nöthige Luft zugeführt, allerdings aber auch ein kleiner Theil des Waſſers aus dem Bogen l abgeführt wird, oder man giebt der Schlange eine Weite, wobei die ſämmtlichen Luftbögen einer Schlange mit einander communiciren und folglich die fehlende Luft durch Zufluß von oben nach unten erſetzt werden kann. Dieſe Weite d iſt jedenfalls gleich der ſenkrechten

Digitized by Google

Archimedische Wasserschnecke.

Höhe PU des wasserhaltenden Bogens MPQ, und folglich bestimmt durch die Formel:

d = Vertikalprojection von $\overline{MS}$ minus Vertikalprojection von SP

$= 2r\ cos.\,\delta\ cos.\,\beta - (\pi - 2\delta)\ r\ tang.\,\alpha$

$= [2\ cos.\,\beta\ cos.\,\delta - (\pi - 2\delta)\ tang.\,\alpha]\ r.$

In dem letzteren Falle, sowie überhaupt bei weiteren Schlangen, kann man natürlich den Querschnitt F des Wasserbogens nicht $= \frac{\pi d^2}{4}$ setzen, sondern es ist nöthig, daß man einen Mittelwerth desselben ausmittele, um hieraus den Fassungsraum $V = Fl$ berechnen zu können. Hierbei kann man sich mit Vortheil der Simpson'schen Regel bedienen, nachdem man den abgewickelten Cylindermantel, sammt dem wasserhaltenden Bogen MPQ und der Horizontalen MUQ auf das Papier aufgetragen und die Abstände dieser beiden Linien von einander an verschiedenen Stellen derselben ausgemessen hat.

Damit sich der Bogen MPQ auch wirklich mit Wasser anfüllen könne, ist nöthig, daß die Umdrehungsgeschwindigkeit klein sei.

Beispiel. Wenn bei einer Wasserschnecke der Windungswinkel $\alpha = 30°$ und der Standwinkel $\beta = 35°$ beträgt, so ist für den vortheilhaftesten Eintauchungswinkel δ:

$$sin.\,\delta = tang.\,\alpha\ tang.\,\beta = tang.\,30°\ tang.\,35° = 0{,}4043,$$

folglich $\delta = 23°, 51'$; ferner ist für den Centriwinkel ψ, welcher dem wasserhaltenden Bogen entspricht:

$$\psi\ sin.\,\delta + cos.\,(\delta + \psi) = cos.\,\delta,$$

$$\psi\ sin.\,23°, 51' + cos.\,(23°, 51' + \psi) = cos.\,23°, 51',$$

d. i. $0{,}4043\ \psi + cos.\,(23°, 51' + \psi) = 0{,}91461$. Hieraus folgt $\psi° = 211°, 4'$, und daher die Länge des wasserhaltenden Bogens:

$$l = \frac{\psi r}{cos.\,\alpha} = \frac{3{,}6839\,r}{cos.\,30°} = 4{,}254\,r.$$

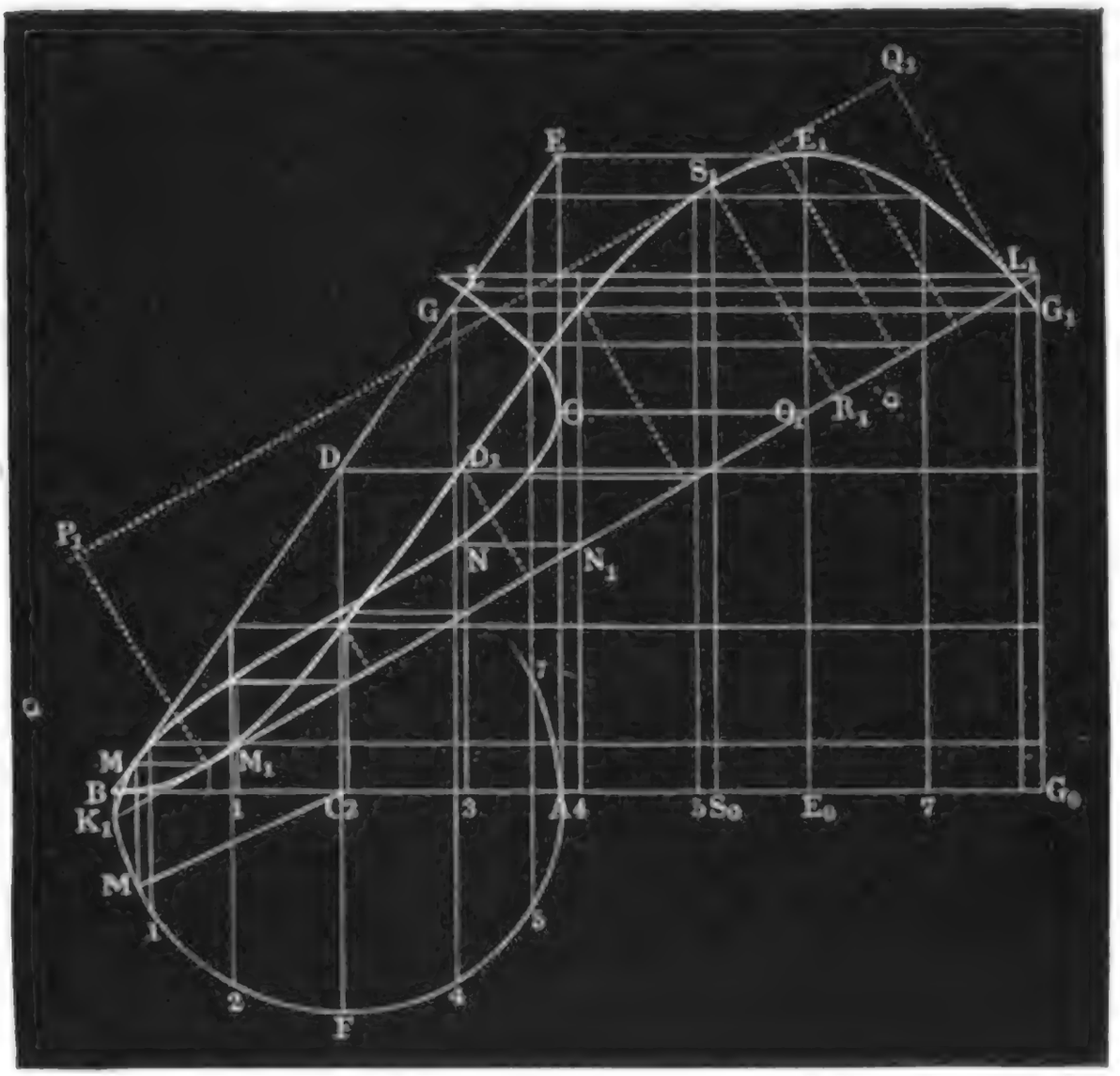
Die Winkel δ und ψ lassen sich auch leicht construirend finden, wenn man den Cylindermantel sammt der elliptischen Begrenzung des Wasserspiegels und der schraubenförmigen Schlangenare auf die Ebene des Papieres abwickelt. Es stelle in Fig. 676 AB die Basis, CD die Are und BE den von dem Wasserspiegel gebildeten (die Basis unter dem Winkel $ABE = 90° - \beta = 90 - 35° = 55°$ schneidenden) elliptischen Schnitt des Cylinders, um welchen die Are der Schlange gewunden ist, vor. Macht man $BE_0 = \pi r$ gleich dem halben Umfange AFB der Basis des Cylinders, theilt man ferner sowohl den zu diesem Zwecke umgeklappten Halbkreis AFB als auch die Gerade BE_0 in (6) gleiche Theile, zieht hierauf durch die Theilpunkte (1, 2, 3 . . .) beider Linien Vertikalen und endlich durch die mittels des ersten Liniensystemes erhaltenen Durchschnittspunkte (1, 2, 3 ..) mit dem Schnitte BE Horizontalen, so schneiden sich diese mit dem Liniensysteme in einer Curve $BM_1D_1E_1G_1$, welche nichts weiter als der abgewickelte elliptische Cylinderschnitt, und überhaupt eine unter dem Namen Sinusoide bekannte Curve ist. Legt man nun eine Gerade K_1L_1 so, daß sie die Basis AB unter dem gegebenen Steigwinkel α (30°) schneidet und die letzte Curve in einem Punkte M_1

Digitized by Google

berührt, ſo iſt dieſe die geſuchte abgewickelte Schraubenlinie, aus welcher ſich die Projection $MNOL$ der Schraubenlinie beſtimmt, wenn man von den Durchſchnitten M_1, N_1, O_1, L_1 ... der Transverſalen $K_1 L_1$ mit dem abgewickelten vertikalen Linienſyſteme Horizontalen $M_1 M$, $N_1 N$, $O_1 O$, $L_1 L$ ... bis zum Durchſchnitte mit dem vertikalen Linienſyſteme im Umfange des Cylinders AFB zieht. Die Linie $M_1 L_1$ vom Berührungspunkte M_1 bis zum Durchſchnittspunkte L_1 zwiſchen $K_1 L_1$ und $B M_1 D_1 E_1 G_1$ iſt nun die wahre Länge des waſſerhaltenden Bogens, und zeichnet man über dieſelbe ein Rechteck, deſſen Höhe $M_1 P_1 = L_1 Q_1$ = der Weite der Schlange iſt, ſo erhält man in demſelben den abgewickelten vertikalen Arenſchnitt dieſer Röhre, während der Raum zwiſchen $M_1 N_1 O_1 L_1$ und $M_1 D_1 E_1 L_1$ den abgewickelten vertikalen Arenſchnitt des Waſſerkörpers in dieſer Röhre darſtellt. Die Abſtände der Punkte D_1, E_1 u. ſ. w. von $M_1 L_1$ ſind die Höhen von den kreisſegmentförmigen Querſchnitten dieſes Waſſerkörpers; es laſſen ſich daher auch die letzteren mit Hülfe der erſteren beſtimmen, und man erhält endlich das Volumen dieſes Körpers, wenn man das Mittel aus allen dieſen Querſchnitten mit der Länge $M_1 L_1 = l$ des ganzen Körpers multiplicirt. Die nach dem Maßſtabe richtig ausgeführte Zeichnung giebt uns

Archimediſche Waſſerſchnecke.

Fig 676.



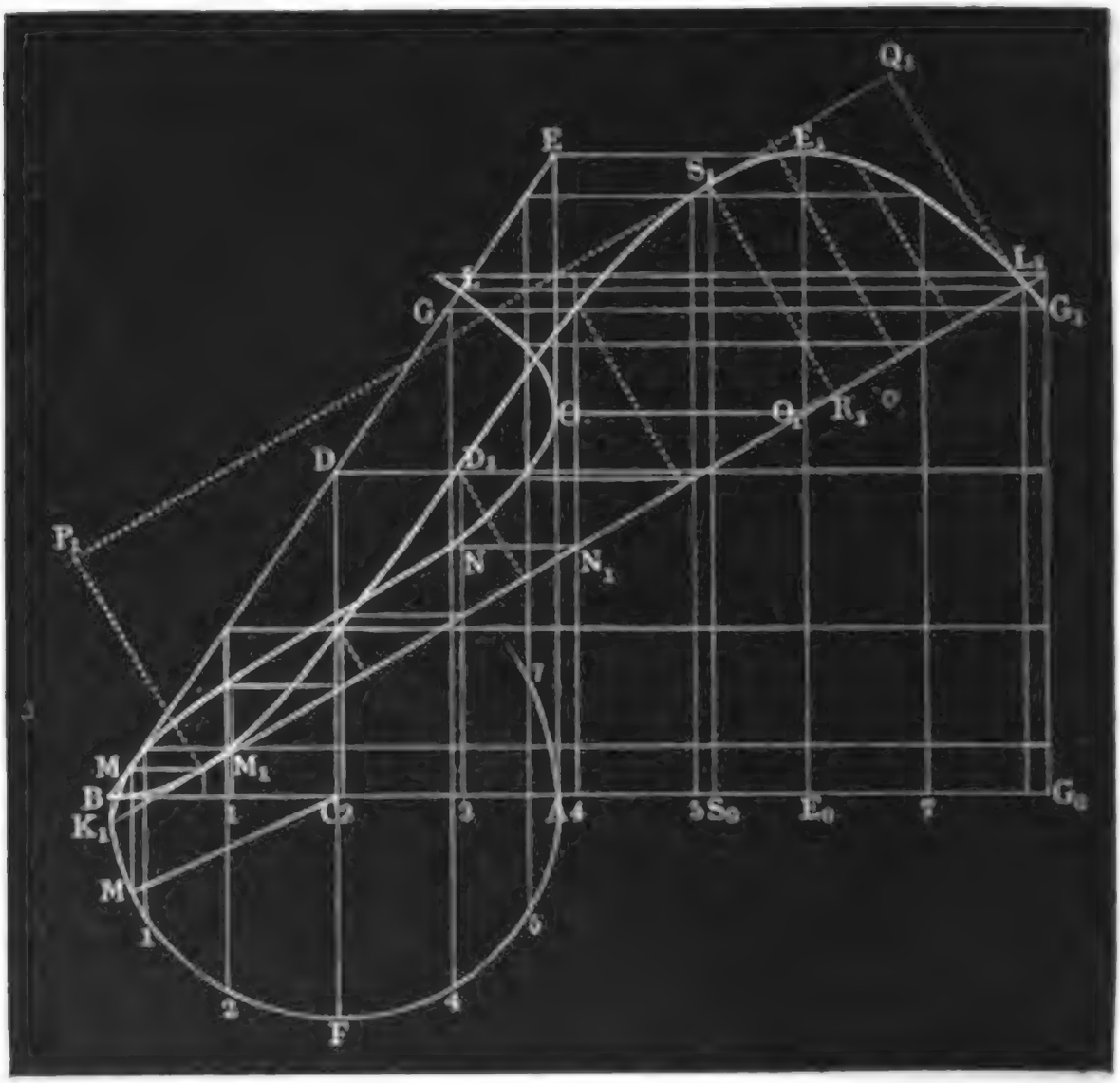
$$l = M_1 L_1 = M_1 R_1 + R_1 L_1 = 3{,}30\,r + 0{,}95\,r = 4{,}25\,r,$$

Digitized by Google

Archimedische Wasserschnecke.

also ziemlich dasselbe wie die Rechnung; ferner ist die größte Tiefe $S_1 R_1$ der Schraube unter dem Wasserspiegel, $R_1 S_1 = 1{,}1\, r$. Damit die Luftbögen alle unter sich communiciren, geben wir der Schlange dieselbe Weite, machen also

Fig. 677.



$d = M_1 P_1 = L_1 Q_1$ ebenfalls $= 1{,}1\, r$. Theilen wir das Bogenstück $M_1 R_1$ in vier und das Bogenstück $R_1 L_1$ in drei gleiche Theile, und ziehen wir durch die dadurch bestimmten Theilpunkte noch andere Abstände zwischen $M_1 D_1 E_1 L_1$ und $M_1 N_1 O_1 L_1$ parallel zu $R_1 S_1$, so erhalten wir noch die nöthigen Data zur Bestimmung des Wasserraumes einer Schlangenwindung. Es sind die eingeschalteten Höhen:

$$\underbrace{0{,}20\, r;\ 0{,}55\, r;\ 0{,}90\, r}_{\text{zwischen } M_1 \text{ und } R_1 S_1}, \qquad \underbrace{1{,}04\, r;\ 0{,}80\, r}_{\text{zwischen } R_1 S_1 \text{ und } L_1},$$

oder, wenn man den Halbmesser $r_1 = \frac{d}{2} = \frac{1{,}1\, r}{2} = 0{,}55\, r$ des Röhrenquerschnittes zur Einheit annimmt:

$$0{,}354\, r_1;\ 1{,}000\, r_1;\ 1{,}636\, r_1 \text{ und } 1{,}891\, r_1;\ 1{,}454\, r_1.$$

Nach der Segmenttafel auf Seite 218 u. f. w. des »Ingenieurs« sind die Inhalte der diesen Höhen entsprechenden Kreissegmente:

$$0{,}375\, r_1^2;\ 1{,}571\, r_1^2;\ 2.751\, r_1^2 \text{ und } 3{,}075\, r_1^2 \text{ und } 2{,}446\, r_1^2.$$

Digitized by Google

Archimediſche Waſſerſchnecke.

Durch Anwendung der Simpſon'ſchen Regel beſtimmt ſich nun das Waſſervolumen des Röhrenſtückes $M_1 R_1$:

$$3{,}30\,r\,.\,(0 + 4\,.\,0{,}375 + 2\,.\,1{,}571 + 4\,.\,2{,}751 + 3{,}142)\,\frac{r_1^{\,2}}{12} = 5{,}167\,r\,r_1^{\,2},$$

und das des Röhrenſtückes $R_1 L_1$:

$$0{,}95\,r\,(3{,}142 + 3\,.\,3{,}075 + 3\,.\,2{,}446 + 0)\,\frac{r_1^{\,2}}{8} = 2{,}340\,r\,r_1^{\,2},$$

und es iſt folglich der Inhalt des ganzen Waſſervolumens eines Schlangenganges:

$$V = 5{,}167\,r\,r_1^{\,2} + 2{,}340\,r\,r_1^{\,2} = 7{,}507\,r\,r_1^{\,2} = 7{,}507\,.\,(0{,}55)^2\,r^3$$
$$= 7{,}507\,.\,0{,}3025\,.\,r^3 = 2{,}27\,r^3.$$

Hätte nun die Schnecke $n =$ vier Schlangen, und würde dieſelbe pr. Minute 20 Mal umgedreht, ſo wäre das von derſelben gehobene Waſſerquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n\,u}{60}\,V = \frac{4\,.\,20}{60}\,.\,2{,}27\,r^3 = 3{,}03\,r^3,$$

alſo z. B. für den Schraubenhalbmeſſer $r = \frac{1}{2}$ Fuß, $Q = 0{,}38$ Cubikfuß. Iſt nun noch die Armlänge der Schnecke 18 Fuß, ſo hat man bei der Neigung $\beta = 35$ Grad, die Förderhöhe $h = 18\,\sin.\,35^\circ = 10{,}32$ Fuß, und das theoretiſche Arbeitsquantum pr. Secunde:

$$L = Q\,h\,\gamma = 0{,}38\,.\,10{,}32\,.\,66 = 259 \text{ Fußpfund}.$$

Waſſerſchraube.

§. 336. Da die Herſtellung einer Schnecke mit kreisförmigem Querſchnitte ihre großen Schwierigkeiten hat, ſo wendet man jetzt faſt nur Waſſerſchnecken oder ſogenannte Waſſerſchrauben mit rectangulärem Querſchnitte an, indem man rechtwinkelige Schraubenflächen (ſ. §. 136, Fig. 278) um die Schraubenſpindel herumführt, und dieſelben durch einen cylindriſchen Mantel von außen umgrenzt. Wenn man dieſen Mantel feſt mit den Schraubengängen verbindet, ſo erhält dieſe Maſchine das äußere Anſehen eines langen Faſſes oder einer Tonne, weshalb ſie dann auch gewöhnlich eine Tonnenmühle genannt wird. Bei der gewöhnlichen oder ſogenannten holländiſchen Waſſerſchraube beſteht dagegen dieſer Mantel in einem feſtliegenden Troge, dem ſogenannten Kumme, und es umhüllt derſelbe die Schraube nur von unten. Der Kumm wird entweder wie der Mantel einer Tonnenmühle aus hölzernen Dauben zuſammengeſetzt, oder man conſtruirt denſelben aus Eiſen, oder man mauert denſelben aus Backſteinen mittels Waſſermörtel auf. Damit ſo wenig wie möglich Waſſer in dem Spielraume zwiſchen den Schraubengängen und dem Kumm zurückfalle, muß man nicht allein die Weite dieſes Zwiſchenraumes möglichſt klein (1 bis 2 Linien) machen, ſondern auch den ganzen Kumm ſelbſt möglichſt genau und ſolid herſtellen. In Holland, wo man die Waſſerſchrauben zum Trockenlegen von Niederungen verwendet, führt man die Kumme derſelben mit möglichſter Sorgfalt aus ſogenannten Klinkern auf. Während die gewöhnlichen transportablen Tonnenmühlen mittels einer Kurbel durch Menſchenhände in Bewegung geſetzt werden, ſind es in

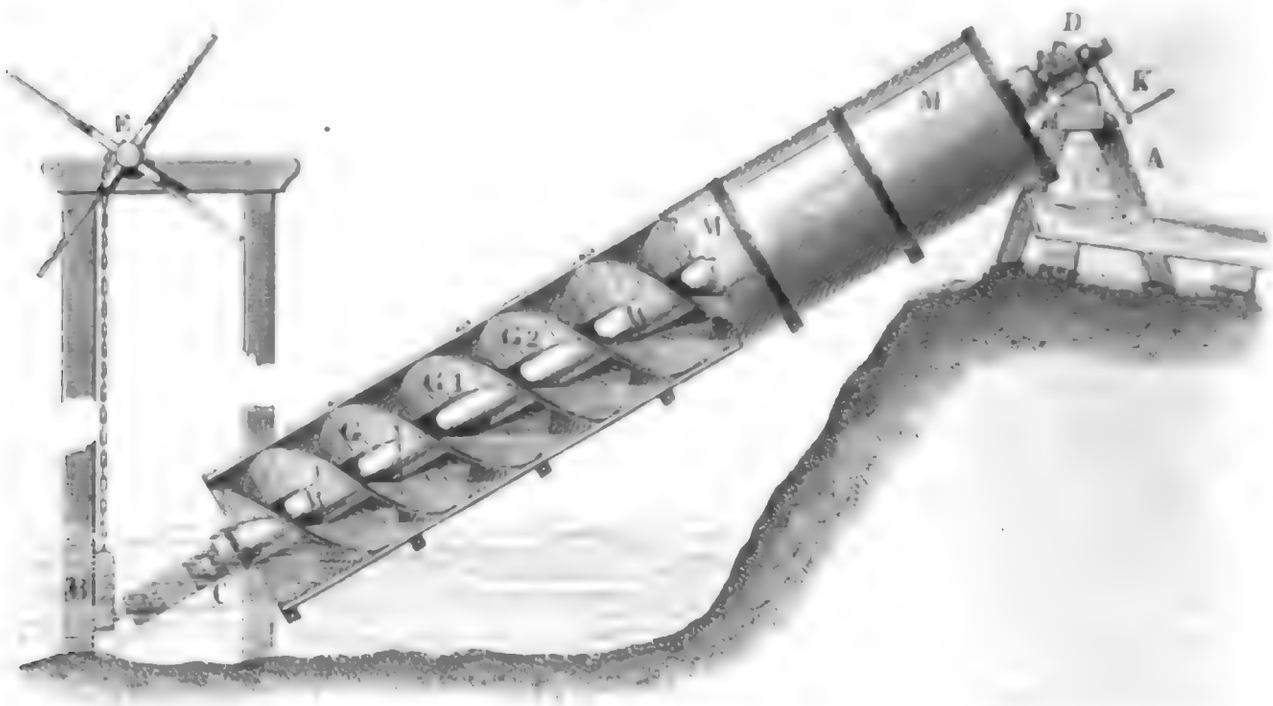
Digitized by Google

Waſſer-ſchraube.

Holland vorzüglich Windräder, welche die Waſſerſchrauben in Umtrieb ſetzen. Zu dieſem Zwecke verſieht man das obere Ende der Schraubenſpindel mit einem Zahnrade, und läßt daſſelbe in ein anderes Zahnrad eingreifen, welches auf dem unteren Ende des Königsbaumes der Windmühle befeſtigt iſt.

Die Einrichtung einer Tonnenmühle mit drei Schraubenwindungen führt Fig. 678 vor Augen. Dieſe Maſchine ruht mit ihren Zapfen *C* und *D*

Fig. 678.



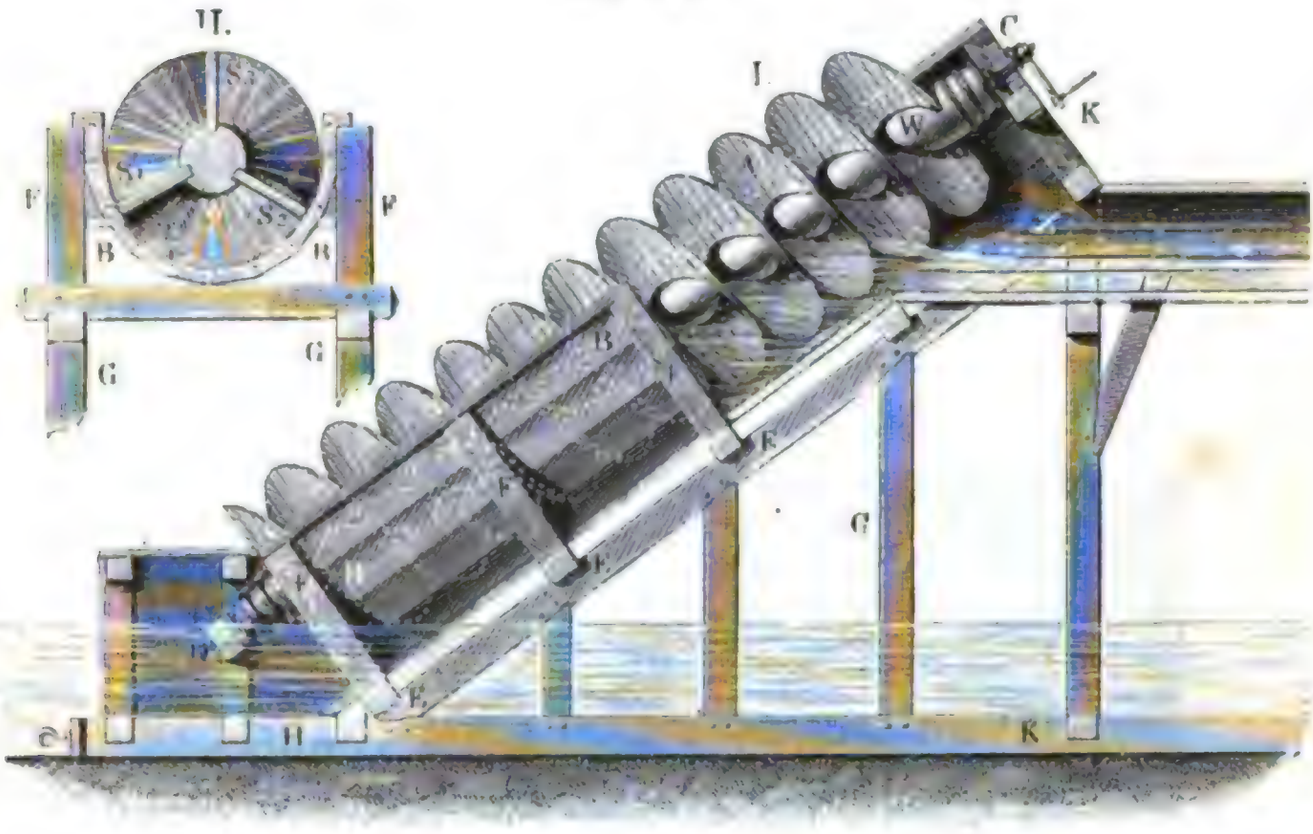
auf einem hölzernen Rahmen, welcher ſich oben auf einen Bock *A* und unten an ein Leitholz *B* ſtützt, welches mittels Ketten an einen Kreuzhaspel *E* aufgehangen iſt, wodurch man der Wellenaxe die der Hubhöhe entſprechende Neigung geben kann. Die Kurbel *K* wird nicht unmittelbar durch Menſchenhände bewegt, ſondern es ſind an der Spille derſelben mit Handhaben ausgerüſtete Stoßſtangen angeſchloſſen, welche durch 4 bis 6 Arbeiter hin- und hergezogen werden. In der Figur iſt die untere Hälfte der Maſchine durchſchnitten dargeſtellt; man ſieht hier in *G*, G_1, G_2 die um die Welle *W W* laufenden Schraubengänge, dagegen in *M M* von der oberen Hälfte den mit eiſernen Ringen umgebenen Mantel der Tonnenmühle.

In Fig. 679, I., iſt eine ebenfalls dreigängige Waſſerſchraube mit hölzernem Kumme und zwar ſo abgebildet, daß die obere Hälfte *A*, vom Kumme befreit, ſichtbar iſt. Der Kumm *B B* liegt auf den Querſchwellen *E*, *E* . . . und zwiſchen den Säulen *F*, *F* . . ., welche in die erſteren eingezapft ſind, und das Ganze ruht auf einem transportabeln Geſtelle *G H K*. Die Kurbel *K* am oberen Zapfen *C* wird auch hier durch Stoßſtangen in Bewegung geſetzt, und das Lager des unteren Zapfens *D* ruht

Digitized by Google

auf einem zwischen zwei Säulen befestigten Querholze. Einen Quer- Wasser- schraube.
schnitt der Schraube sammt ihrem Kumme BB und der Lagerung des letzteren stellt Fig. 679, II., vor; es ist hier W die Welle und es sind

Fig. 679.



S_1, S_2, S_3 die Querschnitte der drei Schraubengänge. Das gehobene Wasser wird durch das Ablaufgerinne Z, welches mit dem Kumme fest verbunden ist und ebenfalls auf dem Maschinengestelle ruht, abgeführt.

Anmerkung. Die holländische Schraube wird auch zuweilen zum Transport lockerer Massen, z. B. in den Mahlmühlen zum Zufördern des aus Mehl und Kleie bestehenden Mahlgutes nach dem Elevator verwendet, und hat dann in der Regel eine horizontale Arenlage.

§. 337. Die Wasserschrauben werden zwar gewöhnlich ganz aus Holz hergestellt, sie lassen sich aber auch leicht aus Eisen, namentlich die Gänge derselben ebenso leicht aus Eisenblech wie aus Holzsectoren zusammensetzen. Werden die Schneckengänge durch hölzerne Spliſſen oder sogenannte Schaufelbreter von circa 1 Zoll Dicke gebildet, so erhält die Welle oder Spindel der Schraube schraubenförmige Nuthen von circa 1 Zoll Tiefe, in welche diese Bretstücken zu sitzen kommen. Die an einander anstoßenden Schaufelbreter werden durch Klammern mit einander fest verbunden, und es ist eine weitere Befestigung derselben an die Spindel nicht nöthig. Ebenso wird auch die Innenfläche des Mantels mit Nuthen versehen, in welche die äußeren Enden der Schaufelbreter ein-

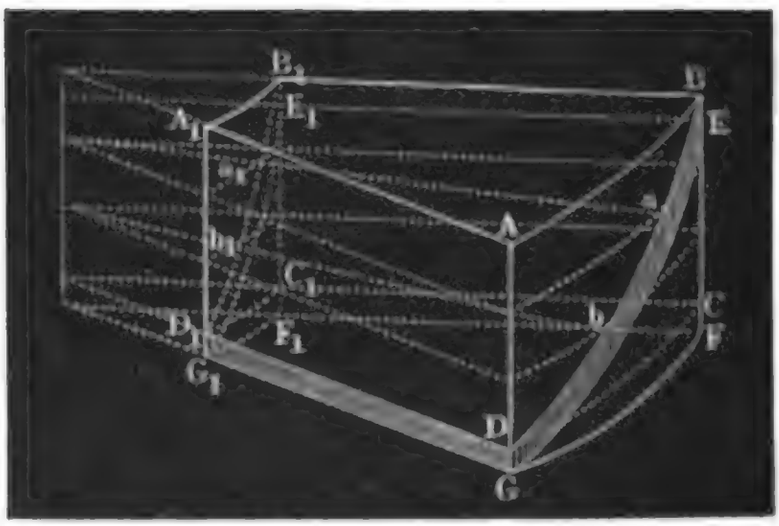
Waſſer-ſchraube.

greifen müſſen. Die feſte Verbindung dieſes Mantels mit den Gewinden wird endlich durch eiſerne Reifen bewirkt, welche man in Abſtänden von je 2 Fuß von einander auf den Mantel auftreibt. Sehr gewöhnlich erhalten dieſe Waſſerſchrauben einen Theerüberzug.

Setzt man die Schneckengänge aus Eiſenblechſtücken zuſammen, ſo bedient man ſich einer gußeiſernen Welle, welche ſtatt der Nuthen mit ſchraubenförmig laufenden Kränzen verſehen iſt, worauf dann die Schraubengänge aufgenietet werden. Macht man auch den Mantel von Eiſenblech, ſo verbindet man denſelben am beſten durch Winkeleiſen mit den Gewinden.

Um die Formen der Schaufelbleche und Schaufelbreter zu erhalten, ſchneidet man ein prismatiſches Holzſtück $A\,C\,D_1\,B_1$, Fig. 680, aus, deſſen Baſis $A\,B_1 = C\,D_1$ ein Kreisſector iſt, welcher die Projection einer Schaufel rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe darſtellt. Zeichnet man ſich nun auf die beiden cylindriſchen Stirnflächen $A\,C$ und $A_1\,C_1$ dieſes Körpers die Schraubenlinien $B\,D$ und $B_1\,D_1$ auf, und führt man einen Sägeſchnitt $B\,a\,b\,D\,D_1\,b_1\,a_1\,B_1$, welcher beide Curven überall in gleich hoch liegenden Punkten a, a_1; b, b_1 verfolgt, ſo erhält man in demſelben die Seitenfläche für ein Schaufelblech oder ein Schaufelbrett.

Fig. 680.



Wenn man nun den Körper $A\,B\,D\,D_1\,B_1\,A_1$ mit ſeiner windſchiefen Begrenzungsfläche ſo genau als möglich auf das Blech legt, aus welchem die Schaufeln geſchnitten werden ſollen, ſo kann man ſich dann leicht den Umriß einer Schaufel auf dieſes Blech aufreißen, und hiernach dieſelbe ausſchneiden. Um dagegen ein Schaufelbret anzufertigen, iſt es nöthig, ein Holzprisma hierzu anzuwenden, welches noch um die in der Axenrichtung der Schraubenrichtung zu meſſende Schaufeldicke $C\,F = D\,G$ höher iſt, und wenn man nun außer dem windſchiefen Schnitte $B\,D\,D_1\,B_1$, im Abſtande $B\,E = B_1\,E_1$ noch einen Parallelſchnitt $E\,G\,G_1\,E_1$ führt, ſo erhält man in dem zwiſchen beiden Schnitten enthaltenen Holzſtück $B\,G\,G_1\,B_1$ die verlangte Schaufel.

Man kann auch ſtatt der windſchiefen Schaufelbreter einfache ſectorförmige anwenden, wenn man dieſelben ſo einſetzt, daß ſie zum Theil über

Digitized by Google

einander weggreifen und ihre Grundflächen rechtwinkelig gegen die Schraubenaxe ſtehen. In dieſem Falle erhält man nach Art der Wendeltreppen ſtufenförmig geformte Schraubengänge. Waſſerſchraube.

Die gewöhnlichen Waſſerſchrauben und Tonnenmühlen haben eine Spindellänge von 10 bis 20 Fuß, und eine Spindeldicke von $^1/_2$ bis 1 Fuß, und es beträgt die ganze Weite derſelben $1^1/_2$ bis 3 Fuß. Man giebt den Windungen am äußeren Umfang eine Steigung von 10 bis 30 Grad, und der Spindelaxe eine Steigung von 30 bis 35 Grad. An dem Umfang der Spindel iſt natürlich das Anſteigen der Windungen viel größer, denn es iſt, der Formel $tang.\ \alpha = \frac{h}{2\pi r}$ (ſ. §. 135) zufolge, die Tangente dieſes Winkels α der Entfernung r von der Spindelaxe umgekehrt proportional. Wäre z. B. der Durchmeſſer der Spindel $^1/_3$ von dem der Schraube, und das Anſteigen derſelben am äußeren Umfange 15 Grad, ſo würde das Anſteigen derſelben am Umfange der Spindel durch $tang.\ \alpha = 3\ tang.\ 15^0 = 0{,}80385$ beſtimmt ſein und folglich $38^3/_4$ Grad ausfallen.

Um ein möglichſt gleichförmiges Einnehmen und Ausgießen des Waſſers zu erhalten, macht man den Abſtand der Windungen von einander in der Regel nur $^1/_2$ bis $^2/_3$ Fuß, und wendet deshalb mehr als ein Gewinde, z. B. drei oder vier von einander getrennte Gänge an. Iſt h die Höhe eines Schraubenganges, n_1 die Anzahl der Schraubengewinde und h_1 der parallel der Axenrichtung gemeſſene Abſtand derſelben von einander, ſo hat man:

$$h = 2\pi r\ tang.\ \alpha = n_1 h_1,$$

und daher:

$$n_1 = \frac{2\pi r\ tang.\ \alpha}{h_1},$$

z. B. für $r = {}^3/_2$. $h_1 = {}^1/_2$ Fuß und $\alpha = 12^1/_2$ Grad:

$$n = 2 . 3 . \pi\ tang.\ 12^1/_2{}^0 = 4.$$

Die Anzahl der Gänge eines und deſſelben Gewindes iſt bei der Länge l der Spindel:

$$n = \frac{l}{h} = \frac{l}{n_1 h_1},$$

z. B. für $n_1 = 4$, $h_1 = {}^1/_2$ und $l = 20$ Fuß:

$$n = \frac{20}{4 . {}^1/_2} = 10.$$

Anmerkung. Die Waſſerſchraube iſt jedenfalls eine der vollkommenſten Waſſerhebungsmaſchinen, und der Wirkungsgrad derſelben mindeſtens 0,75 anzunehmen. Nach Mallet's Beobachtungen konnten an einer Tonnenmühle mit dreifachen Gewinden neun Arbeiter, bei 35 Umdrehungen pr. Minute, ſtündlich 1358 Cubikfuß Waſſer $10^1/_2$ Fuß hoch heben. Die entſprechende ſtündliche Leiſtung iſt

Digitized by Google

Waſſer-ſchraube.

hiernach 1358 . 10,5 . 66 = 941094 Fußpfund, d. i. für einen Arbeiter allein 104566 Fußpfund; alſo täglich, bei ſechs Stunden wirklicher Arbeitszeit, $L = 6 . 104566 = 627396$ Fußpfund. In Frankreich rechnet man $L = 100000$ Kilogr.-Meter = 681300 Fußpfund.

§. 338. Die geometriſche Beſtimmung der Waſſermenge, welche eine Tonnenmühle oder Waſſerſchraube bei jeder Umdrehung aufnimmt und nach und nach emporfördert, iſt mit beſonderen Weitläufigkeiten verbunden, weil man es hier nicht mit einem waſſerhaltenden Bogen, ſondern mit eigenthümlichen, von Cylindern und Schrauben und einer horizontalen Ebene begrenzten Körpern zu thun hat. Am kürzeſten gelangt man zum Ziele, wenn man die Conſtruction zu Hülfe nimmt, und ſich hierbei wieder der Methode des Abwickelns bedient, wobei die Schraubencurven in gerade Linien und die elliptiſchen Begrenzungen der Oberfläche des Waſſers in Sinuſoiden übergehen.

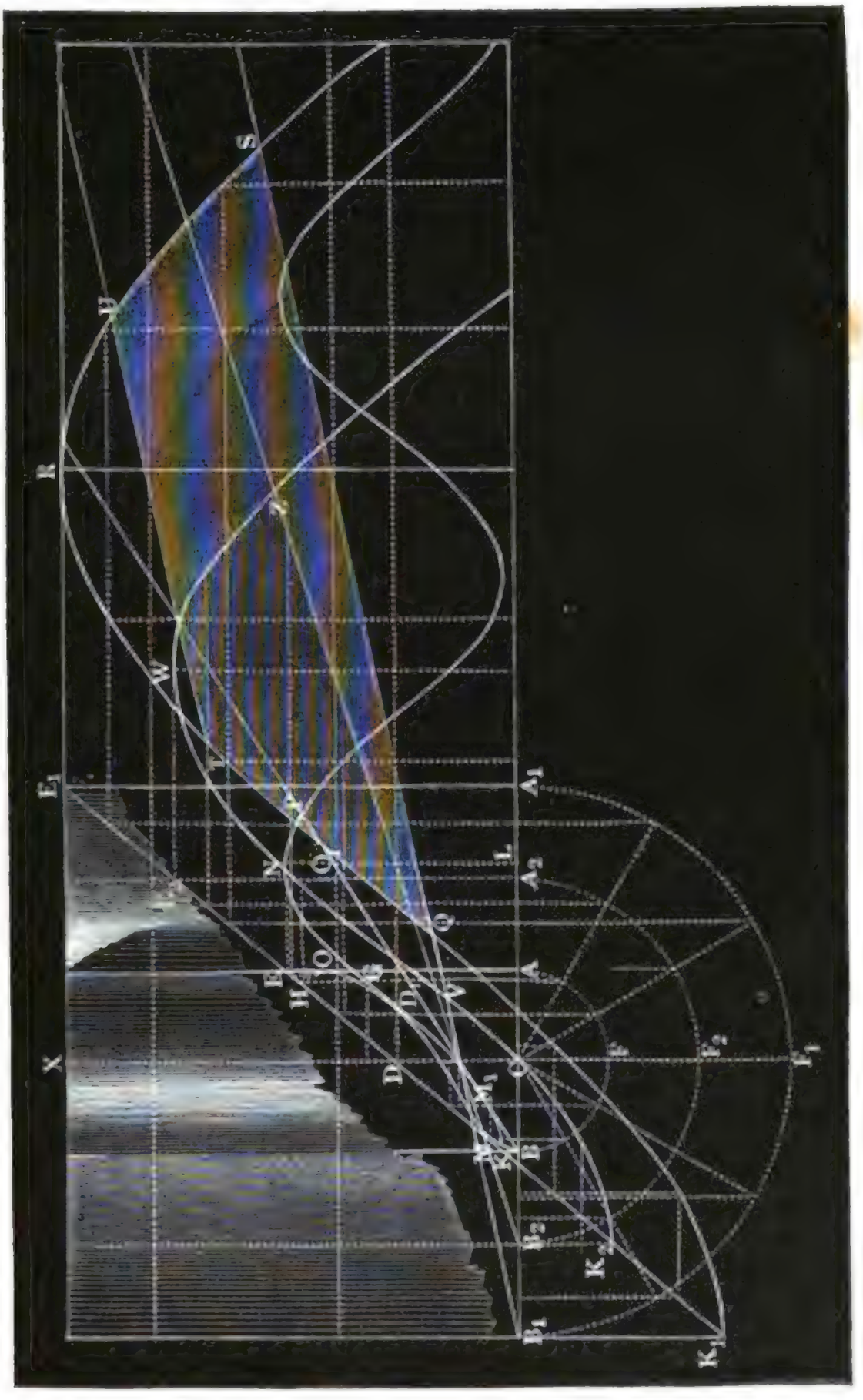
Es ſei in Fig. 681 CX die Axe der Schraube in aufrechter Stellung, ferner AFB der halbe Querſchnitt der Spindel, ſowie $A_1F_1B_1$ der halbe Querſchnitt der ganzen Schraube, beide auf die vertikale Bildebene niedergeklappt. Ferner ſei AO die halbe Höhe eines Schraubenganges, und $BMGOH$ die nach bekannten Regeln entworfene Vertikalprojection der Schraube, ſowie $KMDE$ die Tangente an dieſelbe, welche die Vertikalprojection des Waſſerſpiegels in einem Schraubengange darſtellt. Macht man BL = dem Halbkreis $AFB = \pi . CB$ und LO_1 = der halben Ganghöhe, ſo iſt die Gerade BO_1 die abgewickelte Schraubenlinie, wogegen KM_1D_1NP die abgewickelte Ellipſe vorſtellt, in welcher der Waſſerſpiegel die Schraubenſpindel ſchneidet. Durch die beiden Linien M_1D_1NP und M_1P wird die Fläche begrenzt, in welcher die Spindel von dem Waſſer in einer Zelle berührt wird; dieſelbe iſt ein Element zur Beſtimmung des geſuchten Waſſerraumes und läßt ſich leicht mit Hülfe der Simpſon'ſchen Regel ermitteln. Der dem Waſſerſpiegel in einem Gange entſprechende Schnitt KE trifft den Mantel der Waſſerſchraube in einer anderen Ellipſe, deren große Axe $K_1E_1 = 2DE_1 = 2DK_1$ iſt, und deren Abwickelung eine Sinuſoide K_1QTRUS giebt, welche von der abgewickelten Schraubenlinie B_1QS am Umfange des Schraubenmantels in zwei Punkten Q und S durchſchnitten wird. Beſtände dieſe Waſſerſchraube nur aus einem Gewinde, ſo würde folglich die Fläche $QTRUS$ zwiſchen dem Sinuſoidenbogen $QTRUS$ und der Geraden QS das Flächenſtück darſtellen, in welchem die innere Fläche des Mantels vom Waſſer in einem Gange berührt wird. Geben wir aber der Schraube zwei Gewinde, ſo können wir die gedachte Sinuſoide noch durch eine zweite Linie TU durchſchneiden, welche parallel, und zwar um die halbe Schraubenganghöhe AO über QS hinläuft, und es iſt dann die Zone $QTUS$ zwiſchen dieſen

Digitized by Google

Parallelen das geſuchte Flächenſtück oder Element zur Beſtimmung des Waſſerraumes eines Ganges. Waſſer-ſchraube.

Wenn man nun zwiſchen der Spindel über $A F B$ und dem Mantel über $A_1 F_1 B_1$ noch andere Cylinder einſchaltet und auf dieſe eben daſſelbe

Fig. 651.



Waſſerſchraube.

Verfahren anwendet, wie an dem Mantel, ſo bekommt man noch andere Flächenſtücke oder Elemente zur Beſtimmung des gedachten Waſſerraumes, wie z. B. VWZ, welches dem Cylinder entſpricht, deſſen Halbmeſſer $CA_2 = CB_2$ das Mittel von dem der Spindel und der ganzen Schraube iſt. Nachdem man die Inhalte aller dieſer Flächenſtücke durch die Simpſon'ſche Regel ermittelt hat, findet man endlich das geſuchte Waſſervolumen in einem Gange oder einer Zelle dadurch, daß man den ebenfalls mittels der Simpſon'ſchen Regel zu beſtimmenden Mittelwerth von dieſen verſchiedenen Flächenſtücken mit dem Normalabſtand zwiſchen der inneren Mantelfläche und dem Umfange der Spindel multiplicirt.

Beiſpiel. Bei der in Fig. 682 dargeſtellten Tonnenmühle ſei der Spindelhalbmeſſer $CA = CB = r = \frac{1}{2}$ Fuß, der Mantelhalbmeſſer $CA_1 = CB_1 = r_1 = 1\frac{1}{2}$ Fuß, die halbe Schraubenganghöhe $AO = \frac{1}{2}h = 1$ Fuß, die Anzahl der Schraubengewinde $n = 2$ und der Neigungswinkel der Spindelare gegen den Horizont, d. i. $\angle EDX = 40$ Grad. Hiernach iſt für das Anſteigen der innerſten Schraubenlinie (am Umfange der Spindel):

$$tang.\,\alpha = \frac{h}{2\pi r} = \frac{\frac{1}{2}h}{\pi r} = \frac{2}{\pi} = 0{,}6366, \text{ folglich } \alpha = PBC = 32^\circ 29',$$

ferner für das der äußerſten Schraubenlinie (im Mantel):

$$tang.\,\alpha_1 = \frac{\frac{1}{2}h}{\pi r_1} = \frac{2}{3\pi} = 0{,}2122, \text{ folglich } \alpha_1 = QB_1C = 11^\circ 59',$$

und für einen mittleren Winkel $ZB_2C = \alpha_2$:

$$tang.\,\alpha_2 = \frac{\frac{1}{2}h}{\pi r_2} = \frac{1}{\pi} = 0{,}3183, \text{ folglich } \alpha_2 = 17^\circ 39'.$$

Conſtruirt man nach dieſen Angaben zu den den abgewickelten Schraubenlinien entſprechenden geraden Transverſalen BP, B_1QS und B_2VZ auch noch die Sinuſoiden KNP, K_1QRS und K_2VWZ, welchen die abgewickelten elliptiſchen Begrenzungen der Oberfläche des Waſſers in einer Zelle zugehören, und zieht man noch im Abſtande $\frac{1}{2}h = 1$ Fuß über QS die abgewickelte Schraubenlinie des folgenden Ganges ab, ſo erhält man die Flächenſtücke M_1NP, $QTUS$ und VWZ, wonach ſich der Waſſerraum in einer Zelle leicht beſtimmen läßt.

Der Flächenraum $F_0 = M_1NP$ wurde $= 0{,}293$ Quadratfuß,
" " $F_1 = QTUS$ " $= 3{,}410$ "
" " $F_2 = VWZ$ " $= 1{,}634$ "

gefunden, und folglich das Mittel hieraus:

$$F = \frac{F_0 + 4F_2 + F_1}{6} = \frac{0{,}293 + 6{,}536 + 3{,}410}{6} = 1{,}706 \text{ Quadratfuß},$$

und da die Weite $r_1 - r = AA_1 = BB_1$ des Waſſerraumes $= 1$ Fuß beträgt, das geſuchte Waſſervolumen:

$$V = F(r_1 - r) = 1{,}706 \,.\, 1 = 1{,}706 \text{ Cubikfuß}.$$

Da die Schraube zwei Gewinde hat, ſo liefert ſie bei jeder Umdrehung $2\,.\,V = 3{,}412$ Cubikfuß Waſſer. Wäre nun noch die Arenlänge der Schraube $l = 20$ Fuß, ſo würde ſie das Waſſer ziemlich auf die Höhe

$$h = l\,sin.\,\beta = 20\,sin.\,40^\circ = 20\,.\,0{,}6428 = 12{,}856 \text{ Fuß}$$

fördern und folglich der Arbeitsaufwand pro Umdrehung

$$Vh\gamma = 1{,}706\,.\,12{,}856\,.\,66 = 1447{,}5 \text{ Fußpfund}$$

betragen.

Digitized by Google

Soll die Schraube pr. Minute $u = 30$ Mal umlaufen, ſo iſt endlich die nöthige Leiſtung: Waſſer-ſchraube.

$$L = \frac{u}{60} \cdot V h \gamma = {}^1/_2 \cdot 1447{,}5 = 724 \text{ Fußpfund.}$$

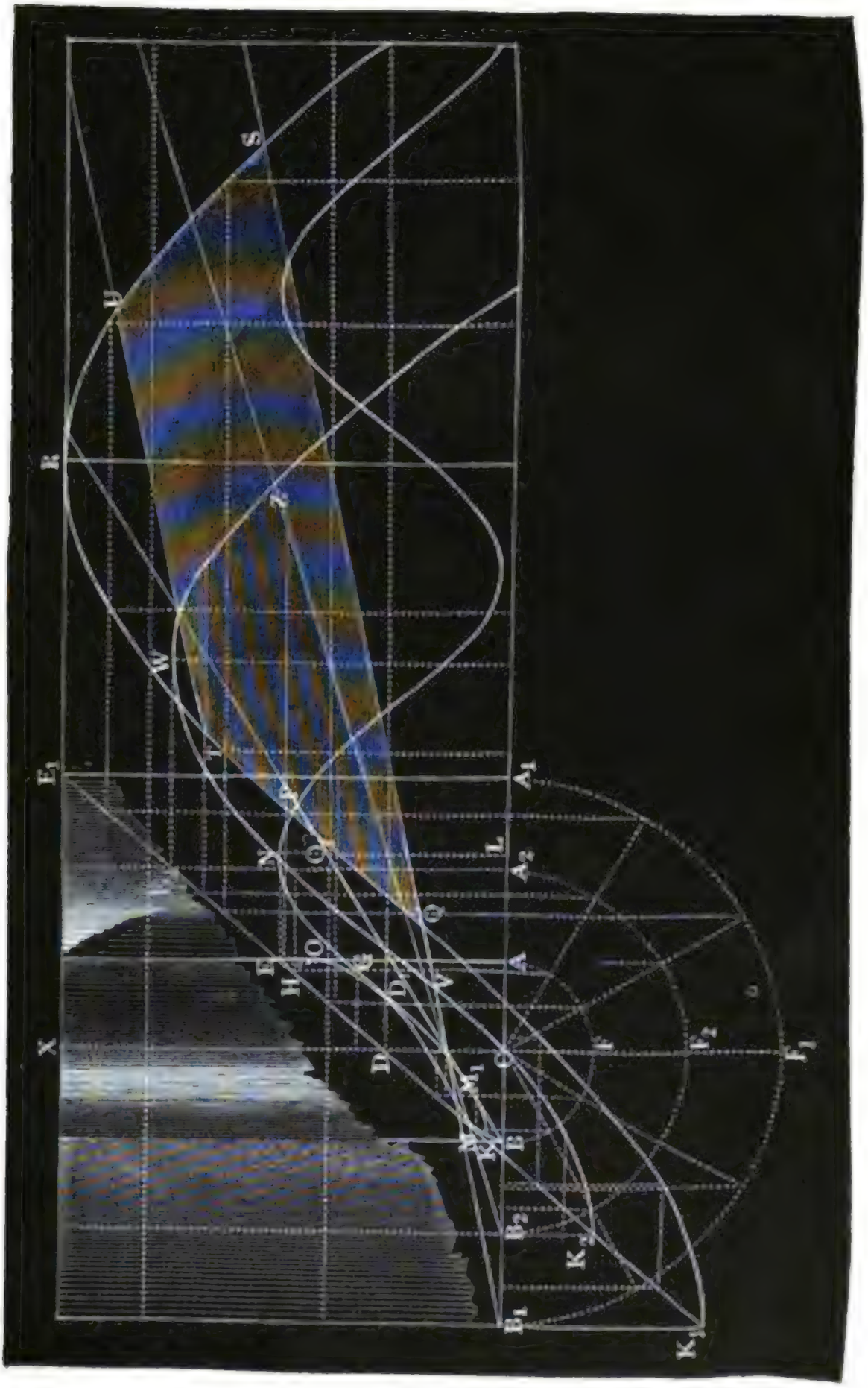


Fig. 682.

Waſſerſchraube

Durch die Zapfenreibungen, welche bei der Tonnenmühle größer ausfallen als bei den Schrauben im Kumme, ſowie auch durch die hydrauliſchen Hinderniſſe kann dieſe Arbeit ſich noch um 20 Procent ſteigern und folglich auf 869 Fußpfund anwachſen.

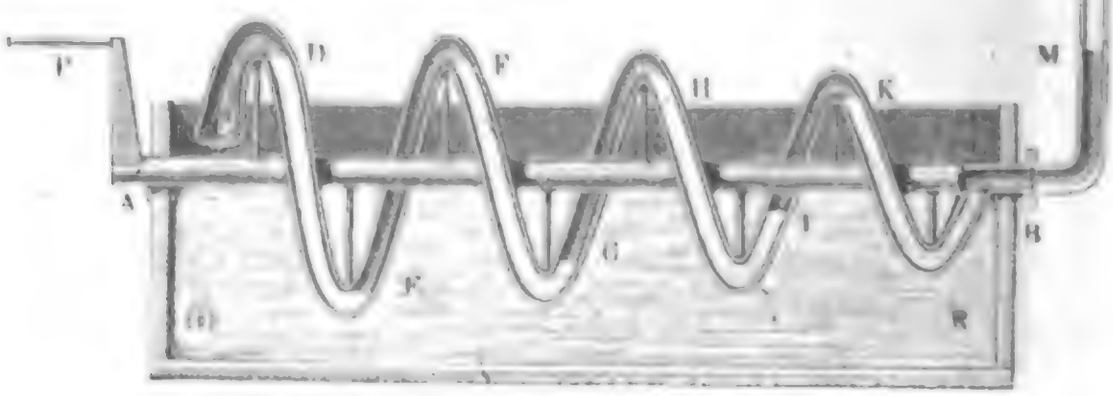
Zweites Kapitel.

Von den Maſchinen zum Heben des Waſſers auf größere Höhen.

Spiralpumpe.

§. 339. Die Spiralpumpe (franz. pompe spirale; engl. spiral-pump) beſteht wie die Waſſerſchnecke in einer um eine Welle ſchraubenförmig gewundenen Röhre, nur liegt die Axe dieſer Welle nicht gegen den Horizont geneigt, ſondern horizontal, und zwar nahe im Niveau des Waſſerſpiegels, und es communicirt die Ausmündung dieſer Röhre oder ſogenannten Schlange nicht unmittelbar mit der äußeren Luft, ſondern mit dem unteren Ende einer ſtehenden Röhre, in welcher das bei Umdrehung der Schlange eingenommene Waſſer emporſteigt. In Fig. 683 ſtellt AB die Welle vor, welche durch ein Gewinde B mit der Steigröhre MN verbunden iſt und mittels der Kurbel P in Umdrehung geſetzt wird, und es iſt CGL die um dieſe Welle laufende und mit ihr feſt verbundene Schlange, welche bei C mit einem weiteren Mundſtücke, dem ſogenannten Horne, verſehen iſt, und bei L

Fig. 683.



n das hohle Wellenende einmündet. Um ſich eine richtige Vorſtellung von der Wirkungsweiſe dieſer Maſchine zu verſchaffen, denken wir uns die Schlange ſo mit unter einander abwechſelnden Luft- und Waſſerbögen angefüllt, wie die Figur vor Augen führt. Während die Luft in dem Horne CD den gewöhnlichen atmoſphäriſchen durch die Höhe k einer Waſſerſäule zu meſſenden Druck hat, beſitzt die Luft im Bogen EF einen Druck, welcher um die Höhe h_1 des Waſſerbogens DE größer iſt

Digitized by Google

als k, ferner die Luft im Bogen GH einen Druck, welcher wieder um die Höhe h_2 der Waſſerſäule FG größer iſt als der in EF u. ſ. w. Es iſt alſo: Spiral-pumpe.

der Druck in EF, $= k + h_1$,
" " " GH, $= k + h_1 + h_2$,
" " " JK, $= k + h_1 + h_2 + h_3$,
" " " LM, $= k + h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ u. ſ. w.,

wenn die Höhen der übrigen Waſſerbögen HJ, KL u. ſ. w. durch h_3, h_4 ... bezeichnet werden. Damit dem Druck der Luft im Raume LBM Gleichgewicht gehalten werde, iſt nun nöthig, daß in der Steigröhre BMN eine Waſſerſäule von der Höhe

$$h = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

enthalten ſei, denn es wird dann die Luft in dieſem Raume auf beiden Seiten von einer und derſelben Kraft

$$k + h = k + h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + \cdots$$

gedrückt.

Während einer langſamen Umdrehung der Schlange rücken die Luft- und Waſſerbögen in derſelben allmälig nach der Einmündung B in der Steigröhre BMN ..., worin ſie auch noch emporſteigen, bis ſie endlich am oberen in der Figur nicht abgebildeten Ende zum Ausfluß gelangen. Wenn ſich der Windungshalbmeſſer der Schlange von dem Horne C bis zur Einmündung L in das Steigrohr hin, dem allmäligen Zuſammenziehen der Luftbögen entſprechend, verjüngt, und wenn das Horn C bei jeder Umdrehung einen Luft- und einen Waſſerbogen einnimmt, ſo wird durch die langſame Umdrehung der Schlange in dem Gleichgewichtszuſtande zwiſchen den Luft- und Waſſerbögen nichts geändert, und daher auch das Ausgießen des Waſſers am oberen Ende der Steigröhre ſeinen ungehinderten Fortgang haben. Hat man z. B. die Welle oder Spindel AB halb umgedreht, ſo ſind die Luft- und Waſſerbögen um die halbe Ganghöhe in der Richtung von A nach B fortgerückt, wie Fig. 684 vor Augen führt: es hat ſich der vordere Waſſerbogen KL zum großen Theil in das hohle

Fig. 684.

Digitized by Google

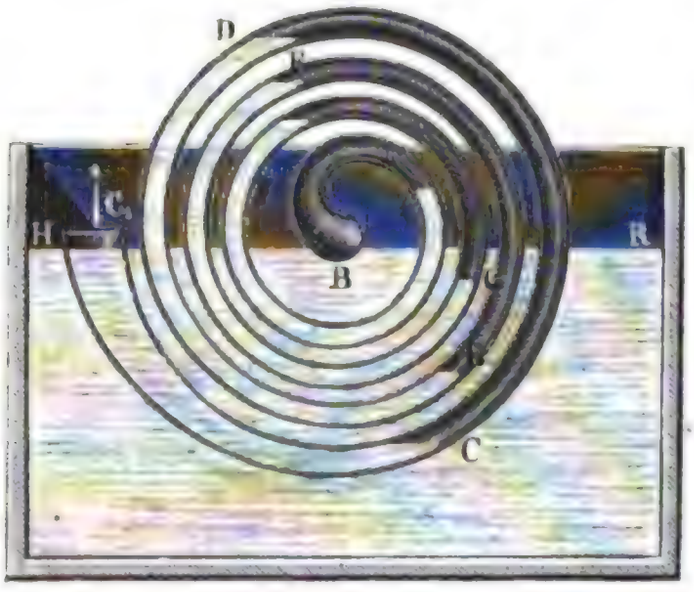
Spiral-pumpe.

Wellenſtück B u. ſ. w. ergoſſen, und es iſt von dem hornförmigen Einmündungsſtücke C ein neuer Waſſerbogen gefaßt worden.

Zu einem regelmäßigen Arbeiten dieſer Maſchine gehört noch, daß das Horn CD, Fig. 685, hinreichend weit ſei, damit es trotz ſeiner einen Quadranten nicht viel überſchreitenden Länge eine Luftmenge faſſen könne, welche die äußerſte halbe Windung DE reichlich ausfüllt. Kommt dann während der Umdrehung die Schlange in die entgegengeſetzte Stellung, wie Fig. 686 vor Augen führt, ſo nimmt auch das Horn, obgleich ſeine Mündung ziemlich einen Halbkreis unter dem Waſſer beſchrieben hat, einen Waſſerbogen CC_1 von nur einem Quadranten Länge ein, der allerdings bei weiterer Umdrehung, wie wieder in Fig. 685 zu erſehen iſt, die halbe äußerſte Schlangenwindung DE ausfüllt. Man muß zur Erfüllung dieſer Bedingung fordern, daß der Waſſerſpiegel HR ein wenig unter der Wellenaxe ſtehe, und der mittlere Querſchnitt $\pi\varrho_0^2$ des Hornes gleich ſei dem doppelten Querſchnitt $\pi\varrho^2$ der Schlange, alſo $\pi\varrho_0^2 = 2\pi\varrho^2$ ſetzen, und hat hiernach das Verhältniß des mittleren Hornhalbmeſſers ϱ_0, zu dem Halbmeſſer ϱ der Schlange:

Fig. 685.

Fig. 686.



$$\frac{\varrho_0}{\varrho} = \sqrt{2} = 1{,}414 \text{ oder circa } {}^7/_5.$$

§. 340. Die Regel, nach welcher der Halbmeſſer der Schlangenwindungen vom Horne nach der Steigröhre zu allmälig abnehmen muß, iſt mittels des Mariotte'ſchen Geſetzes wie folgt zu ermitteln. Iſt r_1 der

Digitized by Google

mittlere $BD = BE$ der erſten Windung DEF, Fig. 685, und ϱ der Querſchnittshalbmeſſer derſelben, ſo haben wir das Volumen des Waſſerbogens DE: Spiralpumpe.

$$V = \pi \varrho^2 \,.\, \pi r_1 = \pi^2 \varrho^2 r_1,$$

und die Höhe DQ deſſelben:

$$h_1 \doteq 2\,(r_1 - \varrho).$$

Iſt h die Höhe der Waſſerſäule im Steigrohre, oder nach Befinden die der Waſſerſäulen in demſelben zuſammengenommen, und k die Höhe der Waſſerſäule, welche dem Atmoſphärendrucke entſpricht, ſo hat man das Volumen des $n$ten oder innerſten Luftbogens:

$$V_n = \left(\frac{k}{k+h}\right) V,$$

folglich die Länge deſſelben:

$$l_n = \frac{V_n}{\pi \varrho^2} = \frac{k}{k+h} \cdot \frac{\pi^2 \varrho^2 r_1}{\pi \varrho^2} = \frac{k}{k+h} \cdot \pi r_1,$$

und addirt man nun hierzu die Länge eines Waſſerbogens $l = \pi r_1$, ſo folgt die ganze Länge der $n$ten Windung:

$$l + l_n = \left(\frac{k}{k+h} + 1\right) \pi r_1,$$

und daher der erforderliche Halbmeſſer dieſer Windung:

$$r_n = \frac{l + l_n}{2\pi} = \left(\frac{k}{k+h} + 1\right) \frac{r_1}{2} = \left(\frac{2k+h}{k+h}\right) \frac{r_1}{2}.$$

Läßt man die Windungshalbmeſſer nach einer arithmetiſchen Progreſſion von außen nach innen abnehmen, ſo hat man die Differenz der benachbarten Glieder dieſer Progreſſion:

$$d = \frac{r_1 - r_n}{n-1} = \left(\frac{(k+h) - (k+{}^1\!/_2 h)}{k+h}\right) \frac{r_1}{n-1} = \frac{h}{k+h} \cdot \frac{r_1}{2\,(n-1)},$$

und es iſt dieſe von den Windungshalbmeſſern gebildete Progreſſion folgende:

$$r_1,\ (1-d)\,r_1,\ (1-2\,d)\,r_1,\ (1-3\,d)\,r_1 \ldots [1-(n-1)\,d]\,r_1.$$

Für den Centriwinkel β des Waſſerbogens l in der innerſten Windung hat man:

$$\frac{\beta^0}{360^0} = \frac{l}{l + l_n} = \frac{k+h}{2k+h},$$

alſo:

$$\beta^0 = 360^0 \left(\frac{k+h}{2k+h}\right) = \frac{r_1}{r_n} \cdot 180^0,$$

und hiernach beſtimmt ſich die Höhe dieſer Windung:

$$h_n = r_n - \varrho + r_n \cos.(180^0 - \beta) = r_n\,(1 - \cos.\beta) - \varrho.$$

Digitized by Google

Spiral-pumpe.

Die mittlere Waſſerhöhe in allen Umdrehungen iſt:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \left(1 + \frac{2k + h}{k + h} \cdot \frac{1 - cos.\,\beta}{4}\right) r_1 - \frac{3}{2}\,\varrho,$$

und es folgt die erforderliche Anzahl von Windungen der Schlange:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_n}.$$

Macht die Welle pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt das durch dieſe Maſchine pr. Secunde gehobene Waſſerquantum:

$$Q = \frac{u}{60}\,V = \frac{u}{60} \cdot \pi^2 \varrho^2 r_1.$$

Die erforderliche mechaniſche Arbeit iſt, da die Maſchine nicht allein Waſſer hebt, ſondern auch Luft comprimirt, eine doppelte, und zwar:

$$L = Q\,h\,\gamma + Q\,k\,\gamma\ Log.\ nat.\left(\frac{k + h}{k}\right)$$

$$= \left[h + k\ Log.\ nat.\left(\frac{k + h}{k}\right)\right] Q\gamma \text{ (ſ. I., §. 330).}$$

Wenn ſich die Luft in der Steigröhre mit dem Waſſer in derſelben gleichmäßig vermengt, und ſich während des Aufſteigens in derſelben allmälig ausdehnt, ſo vergrößert ſie die Steighöhe dergeſtalt, daß dieſelbe

$$h + k\ Log.\ nat.\left(\frac{k + h}{h}\right)$$

ausfällt; bleiben aber die Räume der Luft- und Waſſerbögen auch in der Steigröhre getrennt, ſo iſt die ganze Steighöhe gleich der Summe aus den Höhen der in dieſer Röhre emporſteigenden Luft- und Waſſerſäulen. Iſt ϱ_1 der Halbmeſſer der Steigröhre, ſo hat man die Länge einer Waſſerſäule in derſelben, welche aus einem Waſſerbogen hervorgeht:

$$= \frac{l\,\varrho^2}{\varrho_1{}^2},$$

und folglich die Anzahl dieſer Säulen ſowie auch die der Luftſäulen in der ganzen Steigröhre:

$$m = h : \frac{l\,\varrho^2}{\varrho_1{}^2} = \frac{h\,\varrho_1{}^2}{l\,\varrho^2}.$$

Die oberſte Luftſäule hat, da ſie durch eine Waſſerſäule von der Länge $\frac{l\,\varrho^2}{\varrho_1{}^2} = \frac{h}{m}$ zuſammengedrückt wird, die Länge:

$$\left(\frac{k}{k + \frac{h}{m}}\right)\frac{h}{m} = \frac{k\,h}{m\,k + h}.$$

die nächſttiefere Luftſäule beſitzt ferner, da ſie von einer Waſſerſäule zuſammengedrückt wird, deren Länge $\frac{2h}{m}$ iſt, die Länge:

Digitized by Google

Spiralpumpe.

$$\left(\frac{k}{k+\frac{2h}{m}}\right)\frac{h}{m}=\frac{kh}{mk+2h},$$

die folgende tiefere Luftſäule hat die Länge $\frac{kh}{mk+3h}$ u. ſ. w., und es iſt folglich die ganze Förderhöhe:

$$h+\frac{kh}{mk+h}+\frac{kh}{mk+2h}+\frac{kh}{mk+3h}+\cdots\frac{kh}{m(k+h)}$$
$$=\left[1+k\left(\frac{1}{mk+h}+\frac{1}{mk+2h}+\frac{1}{mk+3h}+\cdots\frac{1}{m(k+h)}\right)\right]h.$$

Iſt die Länge des Armes, an welchem die Umdrehungskraft P der Welle wirkt, $= a$, ſo hat man:

$$P=L:\frac{\pi u a}{30}=\left(h+k\ Log.nat.\frac{k+h}{k}\right)\frac{V\gamma}{2\pi a}.$$

Bei der Berechnung der Hubwaſſermenge

$$Q=\frac{u}{60}V=\frac{u}{60}\pi^2\varrho^2 r_1$$

iſt auf die ſchraubenförmige Geſtalt der Schlange nicht Rückſicht genommen worden, weil vorausgeſetzt werden kann, daß die Ganghöhe der Schlange, da dieſelbe ganz unweſentlich iſt, ſehr klein gemacht wird. Wenn auch die Weite der Schlange ſehr klein iſt gegen den Halbmeſſer der Schlangenwindung, ſo können ſogar die Axen ſämmtlicher Windungen in eine und dieſelbe Ebene fallen und eine ebene Spirallinie bilden.

Anmerkung. Die Spiralpumpe iſt bis jetzt nur noch ſehr ſelten in Anwendung gekommen, und auch nur von Eytelwein (ſiehe deſſen »Handbuch der Mechanik feſter Körper und der Hydraulik«) gründlich behandelt worden.

Beiſpiel. Eine Spiralpumpe hat eine Schlange und eine Steigröhre von $\varrho=\varrho_1=3$ Zoll Weite, und einen äußeren Halbmeſſer $r_1=3$ Fuß; man ſoll den inneren Halbmeſſer ihrer Schlange, ſowie die Förderhöhe und die nöthige Umdrehungskraft derſelben beſtimmen, vorausgeſetzt, daß letztere an einem Arme von 2 Fuß Länge wirkt, und daß die Höhe der Waſſerſäule in der Steigröhre, $h=40$ Fuß beträgt. Das größtmögliche Waſſervolumen einer Windung iſt:

$$V=\pi^2\varrho^2 r_1=9{,}8696\,.\,(0{,}25)^2\,.\,3=1{,}85 \text{ Cubikfuß};$$

ferner, wenn man den Luftdruck $k=30$ Fuß Waſſerſäule ſetzt, der Halbmeſſer der innerſten Windung:

$$r_n=\left(\frac{2k+h}{k+h}\right)\frac{r_1}{2}=\frac{60+40}{30+40}\cdot\frac{3}{2}=\frac{10\,.\,3}{7\,.\,2}=2{,}143 \text{ Fuß},$$

und der Centriwinkel für den innerſten Waſſerbogen:

$$\beta^0=\frac{r_1}{r_n}\cdot 180^0=\frac{3\,.\,180^0}{2{,}143}=\frac{540^0}{2{,}143}=252 \text{ Grad}.$$

Während nun die Höhe des Waſſerbogens in der äußerſten Windung

$$h_1=2\,(r_1-\varrho)=2\,(3-0{,}25)=5{,}5 \text{ Fuß}$$

beträgt, iſt dieſelbe für die innerſte Windung:

$$h_n=r_n\,(1-cos.\,\beta)-\varrho=2{,}143\,(1+cos.\,72^0)-0{,}25=2{,}555 \text{ Fuß}.$$

Digitized by Google

Centralpumpe. folglich die mittlere Höhe eines Waſſerbogens:

$$\frac{h_1 + h_n}{2} = \frac{8{,}055}{2} = 4{,}0275 \text{ Fuß},$$

und die erforderliche Anzahl aller Windungen:

$$n = \frac{2h}{h_1 + h_2} = \frac{40}{4{,}0275} = 10.$$

Noch iſt:

$$k \; Log.\,nat. \frac{k+h}{k} = 30 \; Ln \; \frac{70}{30} = 30 \; (Log.\,nat.\,7 - Log.\,nat.\,3)$$
$$= 30 \,.\, 0{,}8473 = 25{,}42;$$

daher die größte Steighöhe, bei vollſtändiger Vermengung der Luft mit dem Waſſer in derſelben:

$$h + k \; Log.\,nat. \left(\frac{k+h}{k}\right) = 40 + 25{,}42 = 65{,}42 \text{ Fuß},$$

und die erforderliche Kraft:

$$P = 65{,}42 \cdot \frac{V\gamma}{2\pi a} = 65{,}42 \,.\, \frac{1{,}85 \,.\, 66}{2 \,.\, 2\pi} = 635{,}6 \text{ Pfund}.$$

Soll die Maſchine pr. Minute 12 Umdrehungen machen, ſo iſt das pr. Secunde gehobene Waſſerquantum:

$$Q = \frac{u}{60} \cdot V = \frac{12}{60} \cdot 1{,}85 = 0{,}37 \text{ Cubikfuß},$$

und das theoretiſche Arbeitsquantum, ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe, wie z. B. Zapfen- und Waſſerreibung:

$$L = \left[h + k \; Log.\,nat. \left(\frac{k+h}{k}\right)\right] Q\gamma = 65{,}42 \,.\, 0{,}37 \,.\, 66 = 1598 \text{ Fußpfd.}$$

Die Länge eines Waſſerbogens oder einer Waſſerſäule in der Steigröhre iſt:

$$l = \pi r_1 = 3\pi = 9{,}425 \text{ Fuß},$$

folglich die Anzahl der letzteren in der Steigröhre, im Mittel:

$$m = \frac{h}{l} = \frac{40}{9{,}425} = 4\tfrac{1}{4}.$$

Die Luftſäulenlängen in der Steigröhre ſind folgende:

$$l_1 = \left(\frac{k}{k+l}\right) l = \frac{30\,l}{39{,}425} = 0{,}02536 \,.\, 30\,l,$$

$$l_2 = \left(\frac{k}{k+2l}\right) l = \frac{30\,l}{48{,}850} = 0{,}02047 \,.\, 30\,l,$$

$$l_3 = \left(\frac{k}{k+3l}\right) l = \frac{30\,l}{58{,}275} = 0{,}01716 \,.\, 30\,l,$$

$$l_4 = \left(\frac{k}{k+3l}\right) l = \frac{30\,l}{67{,}70} = 0{,}01477 \,.\, 30\,l.$$

Die Summe dieſer vier Höhen beträgt:

$$0{,}07776 \,.\, 30\,l = 2{,}3328 \,.\, 9{,}425 = 22 \text{ Fuß},$$

und folglich die ganze Steighöhe:

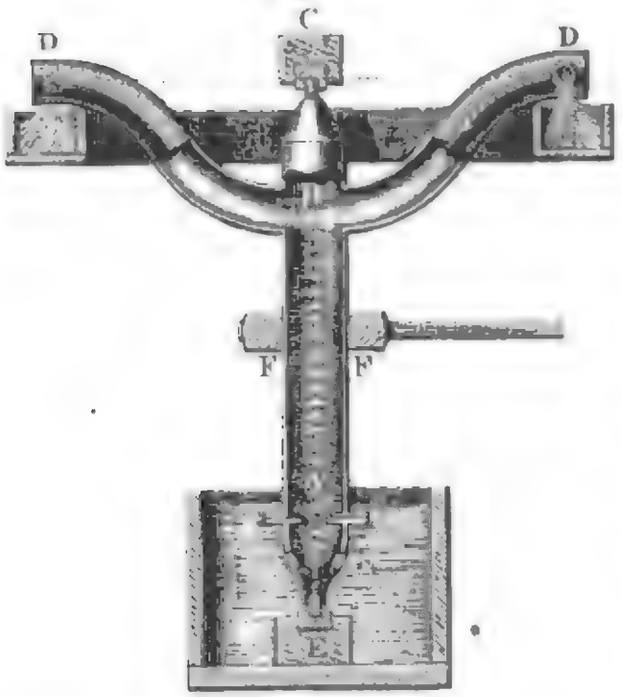
$$40 + 22 = 62 \text{ Fuß}.$$

§. 341. Die ſogenannte Centrifugalpumpe oder der Saugſchwungheber (franz. pompe centrifuge; engl. centrifugal-pump) iſt ein ziemlich unvollkommenes Hülfsmittel zum Heben des Waſſers. Dieſelbe beſteht in einer verticalen Röhre AB, Fig 687, welche ſich oben in meh-

Digitized by Google

reren Seiten- oder sogenannten Schwungröhren, wie BD, BD, Spiralpumpe. ausgabelt, und mit ihrem unteren Ende A in dem Unterwasser steht.

Fig. 687.



Setzt man diese Maschine, z. B. durch das auf ihr sitzende Rad FF, in eine schnelle Umdrehung, nachdem man sie mit Wasser angefüllt hat, so wird das letztere durch die Centrifugalkraft aus den Mündungen D, D der Schwungröhre herausgetrieben, während die Atmosphäre von unten durch die mit einem Ventile ausgerüstete Mündung A immer wieder anderes Wasser nachsendet. Man sieht leicht ein, daß diese Wasserhebungsmaschine nichts weiter ist als ein umgekehrtes Reactions- oder Segner'sches Wasserrad, und daß dessen Wirkung auf dieselbe Weise zu ermitteln ist wie die Arbeit eines Reactionsrades.

Ist v die Umdrehungsgeschwindigkeit der Ausmündungen D, D und h die Steighöhe, vom Wasserspiegel des Unterwassers bis Mitte der Ausmündungen gemessen, und sieht man von allen hydraulischen Nebenhindernissen ab, so hat man die theoretische Ausflußgeschwindigkeit des Wassers bei D:

$$c = \sqrt{v^2 - 2gh}.$$

Ist folglich F der Inhalt einer Ausmündung, und n die Anzahl derselben, so fällt das pr. Secunde gehobene Wasserquantum

$$Q = nFc = nF\sqrt{v^2 - 2gh}$$

aus.

Läßt man das Wasser radial ausströmen, so hat es die absolute Ausflußgeschwindigkeit

$$w = \sqrt{c^2 + v^2},$$

läßt man es hingegen durch Seitenöffnungen der Umdrehungsbewegung entgegengesetzt ausfließen, so fällt diese Geschwindigkeit nur

$$w = v - c$$

aus, und dies ist daher auch die zweckmäßigere Construction.

Die Nutzleistung ist jedenfalls:

$$Qh\gamma = nF\sqrt{v^2 - 2gh}.h\gamma = nFh\gamma\sqrt{v^2 - 2gh};$$

Digitized by Google

Spiralpumpe. der nöthige Arbeitsaufwand hingegen:

$$L = \left(h + \frac{w^2}{2g}\right) Q\gamma,$$

alſo der Wirkungsgrad der Maſchine:

$$\eta = \frac{Q h \gamma}{L} = \frac{h}{h + \frac{w^2}{2g}} = \frac{2gh}{2gh + (v - \sqrt{v^2 - 2gh})^2}$$

$$= \frac{gh}{v\,(v - \sqrt{v^2 - 2gh})}.$$

Dieſer Werth nähert ſich nur dann der Einheit, wenn das Verhältniß von h zu $\frac{v^2}{2g}$ unendlich klein iſt, es arbeitet alſo dieſe Maſchine nur dann vortheilhaft, wenn entweder h ſehr klein, oder wenn v ſehr groß iſt. Vergl. Bd. II. (3. Aufl.) §. 222. Es giebt z. B. $\frac{v^2}{2g} = h$:

$$\eta = \frac{gh}{v^2} = 0{,}5,$$

dagegen $\frac{v^2}{2g} = 2h$:

$$\eta = \frac{gh}{v\,(v - \sqrt{2gh})} = \frac{2 + \sqrt{2}}{4} = 0{,}5 + 0{,}351 = 0{,}854,$$

und für $\frac{v^2}{2g} = 4h$:

$$\eta = \frac{2 + \sqrt{3}}{4} = 0{,}5 + 0{,}433 = 0{,}933.$$

Da dieſe Maſchine zum Theil durch Saugen wirkt, ſo iſt die Höhe h, auf welche ſie das Waſſer hebt, durch die Größe des Atmoſphärendruckes eingeſchränkt. Iſt h_1 die Höhe vom Anfang B der Schwungröhren bis Unterwaſſerſpiegel, ferner k die den Atmoſphärendruck meſſende Höhe einer Waſſerſäule (der Waſſerbarometerſtand), und c_1 die Geſchwindigkeit des Waſſers an der Stelle B, wo daſſelbe aus der Steigröhre in die Schwungröhren tritt, ſo hat man die Druckhöhe des Waſſers an dieſer Stelle:

$$x = k - h_1 - \frac{{c_1}^2}{2g}.$$

Damit kein luftleerer Raum in B entſtehe, darf x nicht Null werden, muß alſo

$$k > h_1 + \frac{{c_1}^2}{2g}$$

ſein.

Digitized by Google

Spiralpumpe.

Iſt nun F_1 der Querſchnitt der Steigröhre bei B, ſo hat man $F_1 c_1 = n F c$, folglich:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \left(\frac{nF}{F_1}\right)^2 \cdot \frac{c^2}{2g} = \left(\frac{nF}{F_1}\right)^2 \left(\frac{v^2}{2g} - h\right),$$

und es iſt daher der Forderung

$$k > h_1 + \left(\frac{nF}{F_1}\right)^2 \left(\frac{v^2}{2g} - h\right) \text{ oder}$$

$$\frac{v^2}{2g} < h + \left(\frac{F_1}{nF}\right)^2 (k - h_1)$$

Genüge zu leiſten. Natürlich muß aber auch $c > 0$, d. i.

$$\frac{v^2}{2g} > h$$

ſein. Damit alſo die Centrifugalpumpe wirklich Waſſer hebe, muß

$$v > \sqrt{2gh} \text{ und}$$

$$< \sqrt{2g\left[h + \left(\frac{F_1}{nF}\right)^2 (k - h_1)\right]},$$

und folglich auch $h_1 < k$, d. i. die Länge des Steigrohres ſtets kleiner als der Waſſerbarometerſtand (k) ausfallen.

Läßt man die Schwungröhren am Fuße der Steigröhre einmünden, ſo hat man $h_1 = 0$, und folglich die Maximalgeſchwindigkeit des Rades

$$v = \sqrt{2g\left[h + \left(\frac{F_1}{nF}\right)^2 k\right]},$$

größer als in jedem anderen Falle.

§. 342. In neueren Zeiten hat man noch andere Centrifugalpumpen conſtruirt, welche der Hauptſache nach in einem kleinen und ſehr ſchnell umlaufenden Schaufelrade beſtehen, wodurch das Waſſer von unten in ein Steigrohr getrieben wird, aus dem es oben wieder abfließt. Dieſe Waſſerhebungsmaſchinen ſind eigentlich umgekehrte Reactionsturbinen, und es iſt daher auch die Leiſtung derſelben nach der Theorie der Turbinen zu beurtheilen. Die vorzüglichſte dieſer Maſchinen iſt die Appolds'ſche Centrifugalpumpe, und zwar nicht bloß aus theoretiſchen Gründen, ſondern auch den mit denſelben angeſtellten Verſuchen zufolge. (Siehe den Artikel: »Verſuche über die Leiſtung der in der Londoner Induſtrieausſtellung (1851) befindlich geweſenen Centrifugalpumpen«, in dem Polytechn. Centralblatte 1852.) Die angeführten Verſuche ſind von Herrn A. Morin angeſtellt worden, und haben gezeigt, daß dieſe Pumpen bei 1 Fuß äußerem Durchmeſſer und 3 Zoll Weite, mit ſechs krummen Schaufeln ausgerüſtet, im günſtigſten Falle, d. i. bei 788 Umdrehungen pr. Minute, 5,61 Liter Waſſer pr. Minute auf eine Höhe von 5,90 Me-

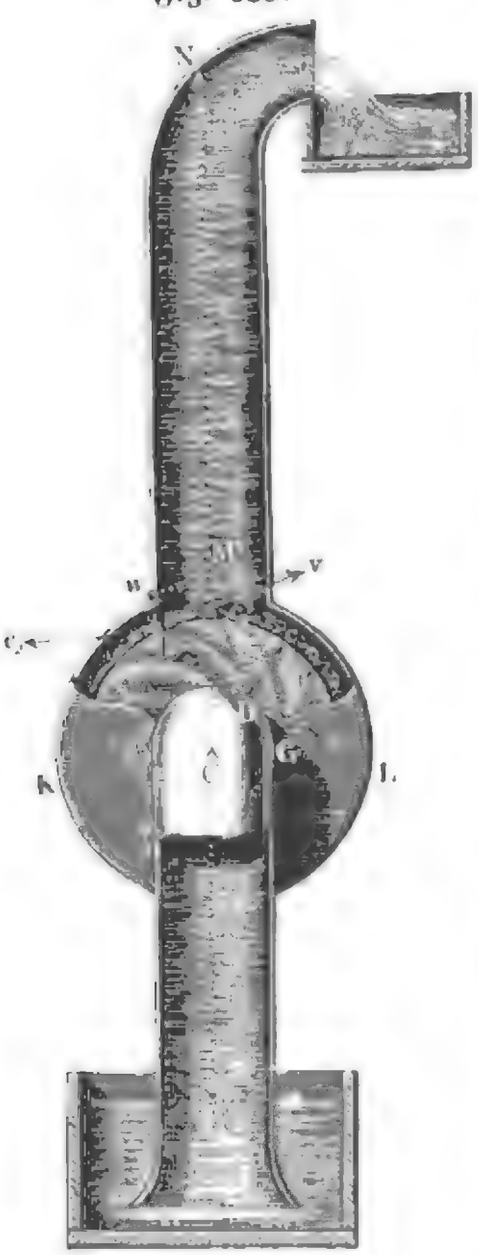
Digitized by

Spiralpumpe.

ter heben, und einen Wirkungsgrad von 0,68 geben. Waren die Schaufeln gerade, so fiel die Leistung oder der Wirkungsgrad dieser Räder, zumal bei einer radialen Stellung derselben, bis auf 0,24. Bei den Centrifugalpumpen von Gwynne und bei denen von Bessemer, welche gerade radiale Schaufeln hatten, fiel der Wirkungsgrad gar nur 0,19 bis 0,22 aus.

Der vertikale Durchschnitt einer der Appolds'schen sehr ähnlichen Centrifugalpumpe ist in Fig. 688 abgebildet. Das nur zum Theil sichtbare Rad AB ist wie eine Turbine mit krummen Schaufeln (DE) ausgerüstet, und um eine in der Figur nicht sichtbare Axe C drehbar. Von den beiden Radtellern, zwischen welchen die Schaufeln eingesetzt sind, hat der eine ein kreisrundes Auge FG, an welches das gekröpfte obere Ende der Steigröhre FHG möglichst scharf anschließt. Das Rad ist ferner von einem cylindrischen Gehäuse KL umgeben, welches das untere Ende der Steigröhre MN bildet. Wird das Gehäuse sammt Rad und Steigröhre mit Wasser angefüllt, und hierauf das Rad in schnelle Umdrehung gesetzt, so treibt die Centrifugalkraft das Wasser in demselben von innen nach außen, durch die Radcanäle hindurch, in den Raum zwischen dem Rade und seinem Gehäuse, von wo es in die Steigröhre tritt, in welcher es nach und nach emporsteigt, während die Atmosphäre neues Wasser durch das Saugrohr dem Innern des Rades zuführt. Um die Leistung einer solchen Pumpe zu vergrößern, kann man noch einen Leitschaufelapparat hinzufügen, welcher das Wasser in einer bestimmten Richtung aus dem inneren Raume FG in das Rad einführt. Hat die Maschine keinen Leitschaufelapparat, so fließt das Wasser dem Rade auf dem kürzesten Wege, d. i. in radialer Richtung zu (vergl. Bd. II. 3. Aufl. §. 234). Während die ersteren Pumpen mit den Fourneyron'schen Turbinen zu vergleichen sind, entsprechen die letzteren den Turbinen von Combes, Cadiat u. s. w. Es ist übrigens

Fig. 688.



Digitized by Google

leicht zu ermeſſen, daß ſich auch nach dem Principe der Fontaine'ſchen und Jonval'ſchen Turbinen Waſſerhebungsmaſchinen conſtruiren laſſen. Spiralpumpe.

§. 343. Die Wirkung einer Centrifugalpumpe, wie in Fig. 688 abgebildet iſt, läßt ſich auf dem ſchon in Bd. II., §. 229 bei den Turbinen eingeſchlagenen Wege ermitteln. Laſſen wir bei der folgenden Entwickelung jedoch die Nebenhinderniſſe außer Betracht. Bezeichnen wir

die Saughöhe CH durch . . . . . h_1,
die Steighöhe CN durch . . . . . h_2,
und die ganze Förderhöhe $h_1 + h_2$ durch h;

ferner den äußeren Radhalbmeſſer durch r, den inneren durch r_1, die äußere Radgeſchwindigkeit durch v und die innere durch v_1, ſowie die Geſchwindigkeit, mit welcher das Waſſer in das Rad eintritt, durch c, die Geſchwindigkeit, mit welcher es ſeinen Weg im Rade beginnt, durch c_1, die, mit welcher es an dem äußeren Radumfange ankommt, durch c_2, und die, mit welcher es aus dem Rade tritt, durch w; ſetzen wir ferner den Eintrittswinkel $(c\,D\,v_1) = \alpha$, und die Winkel, unter welchen die Radſchaufeln mit dem inneren und äußeren Radumfange zuſammenſtoßen, $= \beta$ und δ. Bezeichnen wir endlich die Höhe der Waſſerſäule, welche den Atmoſphärendruck mißt, durch k, die Höhe der Waſſerſäule, welche dem Drucke des Waſſers bei ſeinem Eintritte in das Rad entſpricht, durch x und die bei ſeinem Austritte aus demſelben durch y. Dann laſſen ſich folgende Gleichungen auf gleiche Weiſe wie in Bd. II., §. 229 aufſtellen.

$$(1)\quad c^2 = 2g\,(k - h_1 - x),$$
$$(2)\quad c_1{}^2 = c^2 + v_1{}^2 + 2\,c\,v_1\,\cos.\alpha,$$
$$(3)\quad c_2{}^2 = c_1{}^2 + v^2 - v_1{}^2 + 2g\,(x - y),$$
$$(4)\quad w^2 = c_2{}^2 + v^2 - 2\,c_2\,v\,\cos.\delta,$$
$$(5)\quad w^2 = 2g\,(k + h_2 - y).$$

Verbindet man dieſe Formeln mit einander, indem man die Größen k, x, y und w nach und nach eliminirt, ſo ſtößt man auf Folgendes:

$$c_2{}^2 + v^2 - 2\,c_2\,v\,\cos.\delta = 2g\,(k + h_2 - y),$$
$$c_1{}^2 + 2\,v^2 - v_1{}^2 - 2\,c_2\,v\,\cos.\delta = 2g\,(k + h_2 - x),$$
$$c\,v_1\,\cos.\alpha + v^2 - c_2\,v\,\cos.\delta = g\,h.$$

Giebt man dem Rade die äußere Weite e und die innere Weite e_1, ſo hat man, wenn von dem Raume, welchen die Schaufeln einnehmen, abgeſehen wird, für den Querſchnitt des in das Rad eintretenden Waſſerſtromes:

$$F = 2\,\pi\,r_1\,e_1\,\sin.\alpha,$$

und ebenſo für den Querſchnitt des Waſſerſtromes beim Austritte aus dem Rade:

$$F_2 = 2\,\pi\,r\,e\,\sin.\delta,$$

Digitized by Google

Spiralpumpe. und folglich für das gehobene Wasserquantum:

$$Q = F c = F_2 c_2 = 2 \pi r_1 e_1 \sin. \alpha \; c = 2 \pi r e \sin. \delta \, . \, c_2 ,$$

so daß sich nun

$$c_2 = \frac{e_1}{e} \cdot \frac{r_1}{r} \cdot \frac{\sin. \alpha}{\sin. \delta} \, c$$

ergiebt, und obige Endgleichung in folgende übergeht:

$$\left(\cos. \alpha - \frac{e_1}{e} \sin. \alpha \, \operatorname{cotg}. \delta \right) \frac{r_1}{r} \, c \, v + v^2 = g h.$$

Ferner ist:

$$\frac{c}{v_1} = \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)},$$

wenn das Rad ohne Stoß in das Rad eintritt, daher folgt:

$$c = \frac{r_1}{r} \frac{v \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}, \text{ und}$$

$$\left[\left(\cos. \alpha - \frac{e_1}{e} \sin. \alpha \, \operatorname{cotg}. \delta \right) \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)} + 1 \right] v^2 = g h.$$

woraus sich nun die erforderliche äußere Radgeschwindigkeit:

$$v = \sqrt{\frac{g h}{1 + \left(\cos. \alpha - \frac{e_1}{e} \sin. \alpha \, \operatorname{cotg}. \delta \right) \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)}}}$$

ergiebt.

Damit das Wasser möglichst todt aus dem Rade tritt, macht man:

$$v = c_2 \cos. \delta = \frac{e_1}{e} \left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{\sin. \alpha \, \operatorname{cotg}. \delta \sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)} \, v, \text{ oder:}$$

$$\left(\frac{r_1}{r} \right)^2 \frac{e_1}{e} \sin. \alpha \, \operatorname{cotg}. \delta \, \frac{\sin. \beta}{\sin. (\beta - \alpha)} = 1, \text{ daher:}$$

$$v = \frac{r}{r_1} \sqrt{\frac{g h \sin. (\beta - \alpha)}{\cos. \alpha \sin. \beta}} \text{ und}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{g h \sin. (\beta - \alpha)}{\cos. \alpha \sin. \beta}} \text{ ausfällt.}$$

Für Centrifugalpumpen ohne Leitschaufeln ist $\alpha = 90^0$, daher $\cos. \alpha = 0$ und $v = \infty$, sowie auch $c = \infty$.

Da das Wasser dem Rade höchstens mit der Geschwindigkeit $c = \sqrt{2 g (k - h_1)}$ zuströmen kann, so ist natürlich eine unendlich große Umdrehungsgeschwindigkeit schon aus diesem Grunde unmöglich. Damit jedoch diese Geschwindigkeit möglichst groß ausfallen könne, macht man $h_1 = 0$ oder negativ, und stellt zu diesem Zwecke das Rad ganz unter Wasser, welches auch schon wegen des leichteren Ingangsetzens der Maschine zweckmäßig ist. In den meisten Fällen möchte

Digitized by Google

Spiralpumpe.

$$v = \sqrt{\frac{g\,h}{1 + \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \frac{e_1}{e}\ tang.\ \beta\ cotg.\ \delta}}$$

kaum größer als $\sqrt{2\,g\,h}$ ausfallen.

Der zum Umtrieb dieser Maschine nöthige Arbeitsaufwand ist, wenn man von den hydraulischen Nebenhindernissen absieht:

$$L = \left(h + \frac{w^2}{2\,g}\right) Q\,\gamma.$$

Beispiel. Wenn eine Centrifugalpumpe ohne Leitschaufeln dazu bestimmt ist, pr. Secunde 5 Cubikfuß Wasser auf 25 Fuß Höhe zu fördern, und wenn man dieselbe so construirt, daß $\frac{r_1}{r} = \frac{1}{3}$, $\frac{e_1}{e} = 3$, $\delta = 20°$ und $\beta = 140°$ ist, so hat man die erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit derselben:

$$v = \sqrt{\frac{31{,}25 \,.\, 25}{1 + \frac{1}{3}\ tang.\ 140°\ cotg.\ 20°}} = \sqrt{\frac{781{,}25}{1 - 0{,}7685}} = 58{,}09 \text{ Fuß},$$

und folglich die innere Radgeschwindigkeit:

$$v_1 = \left(\frac{r_1}{r}\right) v = \frac{58{,}09}{3} = 19{,}36 \text{ Fuß},$$

ferner die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad:

$$c = -\,v_1\ tang.\ \beta = -\,19{,}36\ tang.\ 140° = 16{,}24 \text{ Fuß},$$

und folglich die Austrittsgeschwindigkeit desselben:

$$c_2 = \frac{e_1}{e} \cdot \frac{r_1}{r} \frac{c}{sin.\ c} = 3 \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{16{,}24}{sin.\ 20°} = 47{,}50 \text{ Fuß}.$$

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit ist nun:

$$w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2\,c_2\,v\ cos.\ \delta} = \sqrt{2256{,}2 + 3374{,}4 - 5186{,}0}$$
$$= \sqrt{444{,}6} = 21{,}10 \text{ Fuß},$$

und daher die entsprechende Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{w^2}{2\,g} = 0{,}016 \,.\, 21{,}1^2 = 0{,}016 \,.\, 445{,}21 = 7{,}12 \text{ Fuß}.$$

Hiernach ist nun die erforderliche Arbeit der Maschine:

$$L = \left(h + \frac{w^2}{2\,g}\right) Q\,\gamma = (25 + 7{,}12)\ Q\,\gamma = 32{,}12\ Q\,\gamma$$
$$= 32{,}12 \,.\, 5 \,.\, 66 = 10600 \text{ Fußpfund},$$

und der Wirkungsgrad derselben:

$$\eta = \frac{h}{h + \frac{w^2}{2\,g}} = \frac{25}{32{,}12} = 0{,}778.$$

Damit das Wasser in der Zuleitungsröhre mit der mäßigen Geschwindigkeit c_0 von 10 Fuß zuströme, muß der Querschnitt F_0 des cylindrischen Raumes innerhalb des Rades

$$F_0 = \frac{Q}{c_0} = \frac{5}{10} = \frac{1}{2} \text{ Quadratfuß},$$

olglich der innere Radhalbmesser:

$$r_1 = \sqrt{\frac{F}{\pi}} = 0{,}4 \text{ Fuß} = 4{,}8 \text{ Zoll},$$

Digitized by Google

und dagegen der äußere Halbmeſſer:

$$r = 3 \,.\, r_1 = 1{,}2 \text{ Fuß} = 14{,}4 \text{ Zoll}$$

betragen. Hiernach folgt nun die innere Radweite:

$$e_1 = \frac{Q}{2\,\pi\, r_1\, c} = \frac{5}{0{,}8\,.\,16{,}24\,\pi} = 0{,}1225 \text{ Fuß} = 1{,}67 \text{ Zoll};$$

und daher die äußere:

$$e = \tfrac{1}{3}\, e_1 = 0{,}557 \text{ Zoll}.$$

Endlich iſt die erforderliche Umdrehungszahl des Rades:

$$u = \frac{30\, v}{\pi\, r} = \frac{30\,.\,58{,}09}{1{,}2\,.\,\pi} = 462.$$

Rotationspumpen.

§. 344. Die ſogenannten **Rotationspumpen** (franz. pompes à rotation; engl. rotary pumps) ſind von den Centrifugalpumpen dadurch verſchieden, daß ſie das Waſſer nicht mit Hülfe der Centrifugalkraft, ſondern mit Hülfe von rotirenden Kolben emportreiben, und daher auch viel langſamer umlaufen können als jene. Eine Hauptſchwierigkeit, welche bei der Conſtruction dieſer Maſchinen zu überwinden iſt, beſteht in der Herſtellung eines guten und dauerhaften Abſchluſſes durch die Liderung u. ſ. w. Es bedarf wohl kaum einer Darlegung, daß die rotirenden Dampf- und Waſſerſäulenmaſchinen auch als rotirende oder Rotationspumpen wirken können. So iſt z. B. das in Bd. II. (3. Aufl.) §. 306, Anmerkung, beſprochene Waſſerſäulenrad ABC, Fig. 689, ebenfalls als Waſſerhebungsmaſchine zu gebrauchen. Setzt man die dreifach durchbohrte Welle CBC_1B_1 ſammt den Kolben A, A_1 in die den Pfeilen entgegengeſetzte Umdrehung, ſo wird mittels der Seitenbohrungen B, B_1 Waſſer in den Radraum eingeſaugt, und durch die Kolben A und A_1 mittels der Seitencanäle C, C_1 in die mittlere Bohrung gedrückt, welche durch eine Stopfbüchſe mit einem Steigrohre in Verbindung ſteht, in welchem das zugedrückte Waſſer emporſteigen kann. Die Schieber DF, D_1F_1, EG, E_1G_1, durch welche das Saugwaſſer von dem Druckwaſſer getrennt wird, müſſen natürlich ſo bewegt werden, daß ſie den Kolben A und A_1 ungehinderten Durchgang geſtatten.

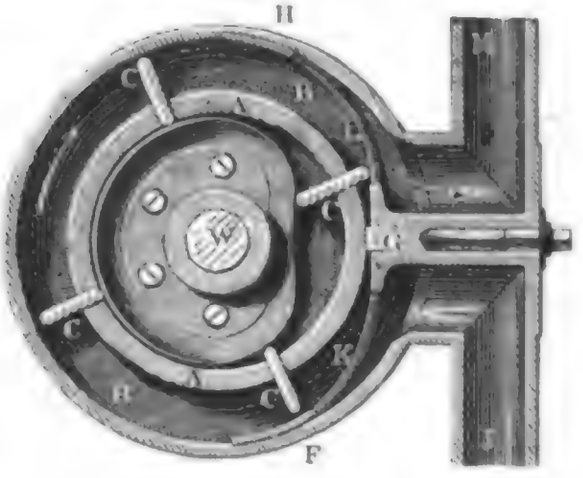
Fig. 689.

Digitized by Google

Eine andere Rotationspumpe (von Dietz) iſt in Fig. 690 abgebildet. Der auf der Welle *W* feſtſitzende Ring *A A* bewegt ſich in einem Gehäuſe *B B* und trägt vier verſchiebbare Kolben *C*, *C* u. ſ. w. Dieſe Kolben ſtemmen ſich inwendig gegen ein mit dem Gehäuſe *B B* feſt verbundenes Excentrik und auswendig theils gegen die cylindriſche Wand des Gehäuſes *B B*, theils gegen eine eiſerne Schiene *F G H*, welche mit ihren Enden *F* und *H* an jener Wand anliegt und in ihrer Mitte *G* an den Umfang des Ringes *A A* angedrückt wird. Durch Löcher *K* und *L* in der Schiene *F G H* ſteht der Raum *B B*, worin die Kolben *C*, *C* . . . rotiren, einerſeits mit dem Saugrohre *J* und andererſeits mit dem Steigrohre *M* in Communication. Wird die Welle ſammt dem Ringe *A A* und den in ihm ſitzenden Kolben *C*, *C* . . . in der Richtung des Pfeiles umgedreht, ſo ſaugen die letzteren, während ſie von dem Schienentheil *G F* einwärts geſchoben werden, Waſſer aus der Röhre *J* an, und drücken daſſelbe, während ſie an dem Schienentheil *H G* hingleiten und durch das Excentrik von innen nach außen geſchoben werden, in die Steigröhre *M*.

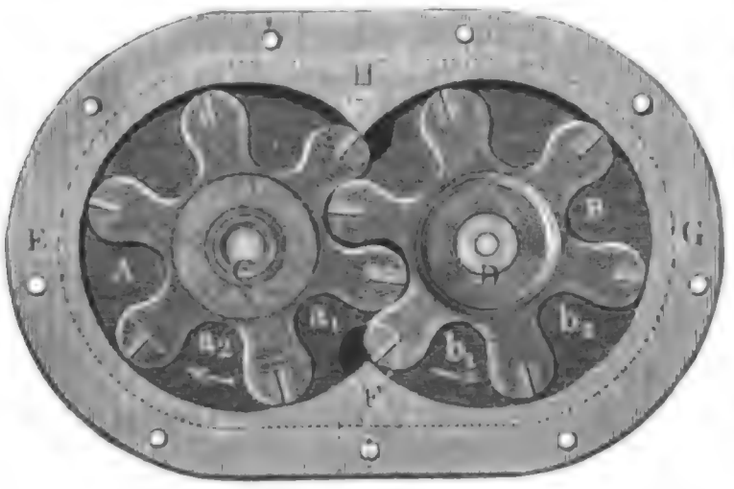
Rotationspumpen.

Fig. 690.



Eine Abänderung dieſes Pumpenſyſtems beſteht darin, daß man den Ring *A A* durch ein einfaches oder doppeltes Excentrik erſetzt, welches den inneren Umfang des Gehäuſes in einem oder zwei Punkten berührt, und ſtatt der vier Kolben *C*, *C* . . . nur einen Schieber anbringt, welcher aber nicht in *A A*, ſondern in der Querwand zwiſchen der Saug- und Steigröhre ſitzt. Während der Umdrehung des Excentriks wird der Schieber durch eine Feder gegen den Umfang dieſes Excentriks gedrückt, und dadurch die Communication zwiſchen dem Saug- und dem Steigrohre verhindert.

Fig. 691.

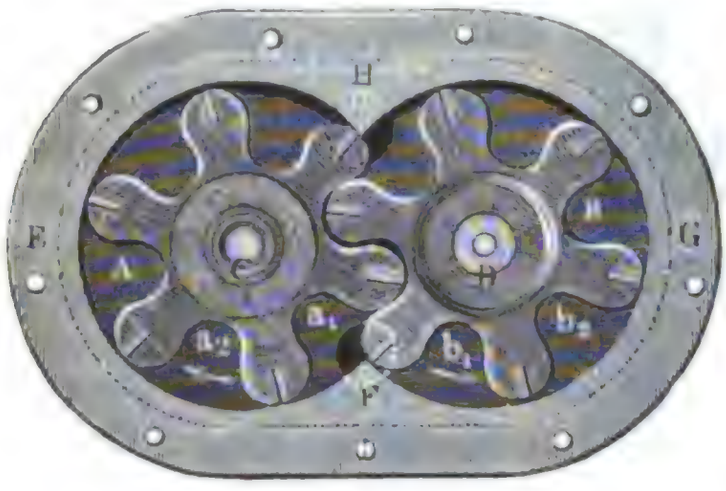


Die von Leclerc verbeſſerte Bramah'ſche Rotationspumpe beſteht der Hauptſache nach in einem Räderwerke *A B*, Fig. 691, welches in einem Gehäuſe

Rotations-pumpen.

EFGH eingeschlossen ist, woran sich einerseits, bei *F*, die Saugröhre und andererseits, bei *H*, die Steigröhre anschließt. Wird das Rad *A* um seine Axe *C* in der durch den Pfeil angegebenen Richtung umgedreht, so setzt es mittels seiner Zähne das andere Rad in die entgegengesetzte Umdrehungsbewegung, und es saugen hierbei beide Räder in den Zwischenräumen $a_1, a_2 \ldots$, $b_1, b_2 \ldots$ Wasser aus der Saugröhre *F* und führen dasselbe in entgegengesetzten Richtungen nach der Einmündung des Steigrohres *H*.

Fig. 692.



Die Repsold'schen Rotationspumpen weichen von den Leclerc'schen Pumpen dadurch ab, daß sie statt der beiden Zahnräder mit Excentriks ausgerüstet sind, welche zwar einander berühren, aber nicht so in einander greifen, daß das eine durch das andere Rad in Umdrehung gesetzt werden kann; zur Erreichung dieses Zweckes dienen vielmehr zwei besondere Räder außerhalb des Pumpengehäuses.

Die durch eine Rotationspumpe bei jeder Umdrehung angesaugte und emporgedrückte Wassermenge ist bei vollkommenem Abschluß gleich dem Raume, welchen die rotirenden Räder oder Excentriks von dem ganzen Gehäusraume übrig lassen, fällt aber oft, in Folge des unvollkommenen Abschließens, um 15 bis 20 Procent kleiner aus.

Anmerkung. Es giebt noch eine Menge anderer Rotationspumpen, wovon die sogenannte Farcot'sche oder amerikanische Rotationspumpe, von dem Amerikaner Hale (s. Porteseuille industriel, Bd. I.), eine der gewöhnlichsten ist.

§. 345. Die Pumpen (franz. pompes; engl. pumps) sind die vorzüglichsten und am allgemeinsten angewandten Wasserhebungsmaschinen. Sie heben das Wasser mittels eines in einem Cylinder auf- und nieder-, oder hin- und hergehenden Kolbens, und sind zu diesem Zwecke noch mit den nöthigen Röhren und Steuerungs- oder Reguliungsapparaten versehen. Die im Vorstehenden abgehandelten Spiral-, Centrifugal- und Rotationspumpen sind keine Pumpen in der gewöhnlichen Bedeutung des Wortes, wenn man aber unter Pumpen diejenigen Maschinen versteht, welche das Wasser nicht unmittelbar, sondern mittels des hydrostatischen Druckes in Röhren emporheben, so kann man die genannten Wasserhebungsmaschinen den Pumpen ebenfalls beizählen.

Digitized by Google

Pumpen.

Die Haupttheile einer Pumpe ſind:

1) der Pumpencylinder (Pumpenſtiefel) oder das Kolbenrohr (franz. corps de pompe; engl. body of the pump);
2) der in dieſem Cylinder bewegliche Kolben (frz. piston; engl. piston, plug);
3) die Pumpenröhren (frz. tuyaux; engl. pipes, tubes), durch welche das Waſſer dem Pumpencylinder zu- und von demſelben abgeführt wird;
4) die Ventile (franz. soupapes; engl. valves), wodurch die Communication des Pumpencylinders mit den Pumpenröhren abwechſelnd hergeſtellt und aufgehoben, alſo das eigentliche Steuern der Pumpe bewirkt wird.

Jede Pumpe hat zwei Ventile, ein Admiſſions- und ein Emiſſionsventil; durch jenes wird der Eintritt des Waſſers in den Pumpencylinder regulirt, durch dieſes dagegen der Austritt des Waſſers aus demſelben. Beide Ventile haben entweder einen feſten Sitz, oder es iſt nur das eine das andere hingegen mit dem Kolben verbunden, und hiernach hat man denn auch zwei verſchiedene Pumpenſyſteme, nämlich:

I. Pumpen mit maſſiven Kolben und
II. Pumpen mit durchlochten und Ventilen verſehenen Kolben (ventilirten Kolben).

Von den beiden Pumpenröhren, welche mit dem Kolbenrohr verbunden ſind, heißt diejenige, welche das Waſſer von dem Kolbenrohr fortführt, die Steigröhre (franz. tuyau d'ascension; engl. rising pipe), und dagegen diejenige Röhre, durch welche das Waſſer in den Pumpenkörper gelangt, entweder die Einfallröhre (ſ. Bd. II. (Aufl. 3) §. 257), oder die Saugröhre (franz. tuyau d'aspiration; engl. suction tube (pipe)), je nachdem ſie das Waſſer dem Cylinder fallend oder ſteigend zuführt. Zuweilen läßt man auch die eine dieſer beiden Röhren ganz ausfallen, indem man den Pumpencylinder entweder unmittelbar in das Unterwaſſer ſetzt, oder ihn unmittelbar über dem Oberwaſſer ausmünden läßt. Pumpen mit einer Saugröhre und ohne Steigröhre heißen Saugpumpen (franz. pompes aspirantes; engl. suction pumps), und Pumpen mit einer Steigröhre und ohne Saugröhre heißen entweder Hubpumpen (franz. pompes soulevantes ou élévatoires; engl. lifting pumps), oder Druckpumpen (franz. pompes foulantes; engl. forcing pumps), je nachdem die Steigröhre über oder unter dem Kolben in das Kolbenrohr einmündet und folglich der Kolben mit ſeiner oberen oder mit ſeiner unteren Fläche auf die Waſſerſäule, d. i. hebend oder drückend, wirkt. In den meiſten Fällen bedient man ſich entweder der vereinigten Saug- und Hub-, oder der vereinigten Saug- und Druckpumpen.

Pumpen mit Ventilkolben.

§. 346. Die Art und Weiſe, wie die Pumpen mit Ventilkolben wirken, iſt aus Fig. 693 (a. f. S.) zu erſehen, welche die Durchſchnitte dreier Pumpen,

Digitized by Google

Pumpen mit Ventilkolben.

und zwar in A. die Kolben im Aufgange und in B. dieselben im Niedergange vor Augen führt. Der Durchschnitt in I. gehört einer Hub-, der in II. einer Saug- und der in III. einer Saug- und Hubpumpe an. Es ist bei allen drei Pumpen *C* das Kolbenrohr, *K* der in demselben auf- und niedergehende und mit zwei Ventilen ausgerüstete Kolben, *V* das Saug- oder Einlaßventil, *UU* das Unterwasser und *OO* das Oberwasser, ferner zeigt in I. und III. *S* das Steigrohr, und in II. und III. *R* das Saugrohr. Bei dem in A. dargestellten Aufgange sind die Kolbenventile geschlossen und die Saugventile (*V*) in Folge des Luftdruckes auf den Unterwasserspiegel geöffnet; es wird daher hierbei ein Theil des über den Kolben stehenden Wassers oben ausgegossen und die unter dem Kolben befindliche Wassermasse durch Zufluß aus dem Unterwasser entsprechend vergrößert. Bei dem in B. dargestellten Kolbenniedergange sind dagegen die Kolbenventile geöffnet und die Saugventile geschlossen; es wird also hierbei kein neues Wasser aufgenommen, sondern es fließt nur das von den niedergehenden Kolben verdrängte Wasser durch die

Fig. 693 A.

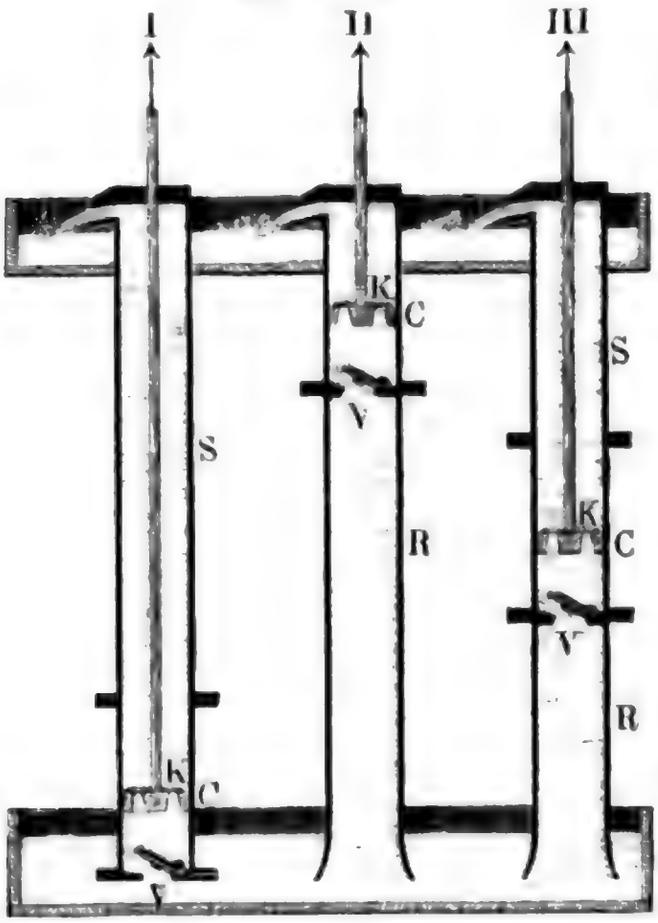
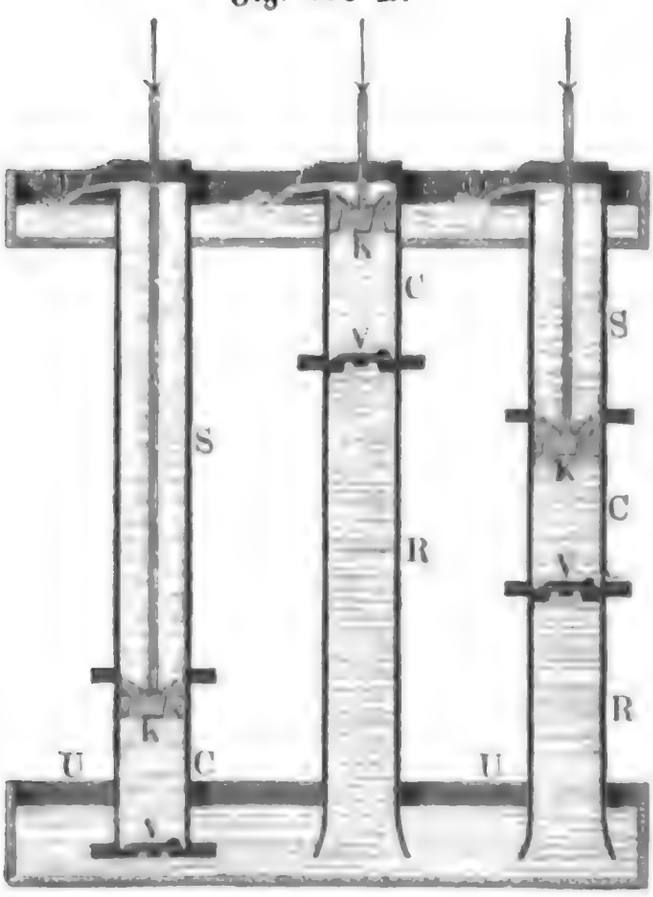


Fig. 693 B.



Digitized by Google

Kolbenlöcher und füllt den über den Kolben frei werdenden Raum aus, ſo daß nur ſo viel Waſſer oben zum Ausguſſe gelangt, als die Kolbenſtange verdrängt. Pumpen mit Ventilkolben.

Vom theoretiſchen Standpunkte aus betrachtet, iſt die Kraft und die Wirkung dieſer drei Pumpen eine und dieſelbe. Iſt k die Waſſerbarometerhöhe, h_1 die Höhe der Waſſerſäule über den Kolben, ſowie h_2 die Höhe der Waſſerſäule unter denſelben, bis zum Unterwaſſerſpiegel UU gemeſſen, bezeichnet ferner F den Inhalt der Kolbenfläche, und γ die Dichtigkeit des Waſſers oder der zu hebenden Flüſſigkeit, ſo iſt für den Aufgang des Kolbens zu ſetzen:

1) der Druck der Luft und des Waſſers auf den Kolben K von oben nach unten:

$$R_1 = F\,(k + h_1)\,\gamma$$ (ſ. Band I., §. 324); und

2) der Druck der Luft und des Waſſers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_2 = F\,(k - h_2)\,\gamma.$$

Die Differenz dieſer Drücke giebt nun die geſuchte Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = R_1 - R_2 = F\,(k + h_1 - k + h_2)\,\gamma = F\,(h_1 + h_2)\,\gamma,$$

d. i.:

$$P = F\,h\,\gamma,$$

wenn h die ganze ſenkrechte Förderhöhe $h_1 + h_2$ bezeichnet, welche vom Unterwaſſerſpiegel bis zur Oberfläche des Waſſers in der Pumpe zu meſſen iſt.

Es iſt hiernach bei den Pumpen mit Ventilkolben die Kraft zum Aufziehen des Pumpenkolbens conſtant und weder vom Kolbenſtande noch vom Atmoſphärendrucke abhängig, und zwar gleich dem Gewichte einer Waſſerſäule, welche den Kolbenquerſchnitt F zur Baſis und die Förderhöhe h zur Länge hat.

Da die auf den Unterwaſſerſpiegel UU drückende Luft höchſtens eine Waſſerſäule von der Höhe k (33 Fuß) zu tragen vermag, ſo kann das Waſſer den aufſteigenden Kolben nur ſo lange folgen, als die Höhe h_2 der unteren Grundfläche deſſelben über dem Unterwaſſerſpiegel noch nicht die Waſſerbarometerhöhe k erreicht.

Bezeichnet s den Kolbenweg, ſo iſt unter dieſer nothwendigen Vorausſetzung das pr. Aufgang ausgegoſſene Waſſerquantum:

$$V = Fs.$$

Wenn man den Querſchnitt des Kolbenſtandes und die ſämmtlichen Nebenhinderniſſe unbeachtet läßt, ſo iſt beim Niedergange des Kolbens, wobei die Kolbenventile geöffnet ſind, der Druck des Waſſers über und unter dem Kolben einer und derſelbe, und daher auch die Kraft zum Niedergange des Kolbens, ſowie auch das hierbei gehobene Waſſerquantum, = Null.

Digitized by Google

Pumpen mit Ventilkolben.

Hiernach ist nun auch die erforderliche mechanische Arbeit zum Heben der Wassermenge V auf die Höhe mittels dieser Pumpen:

$$A = Ps = Fh\gamma s = Fsh\gamma = Vh\gamma = V\gamma h,$$

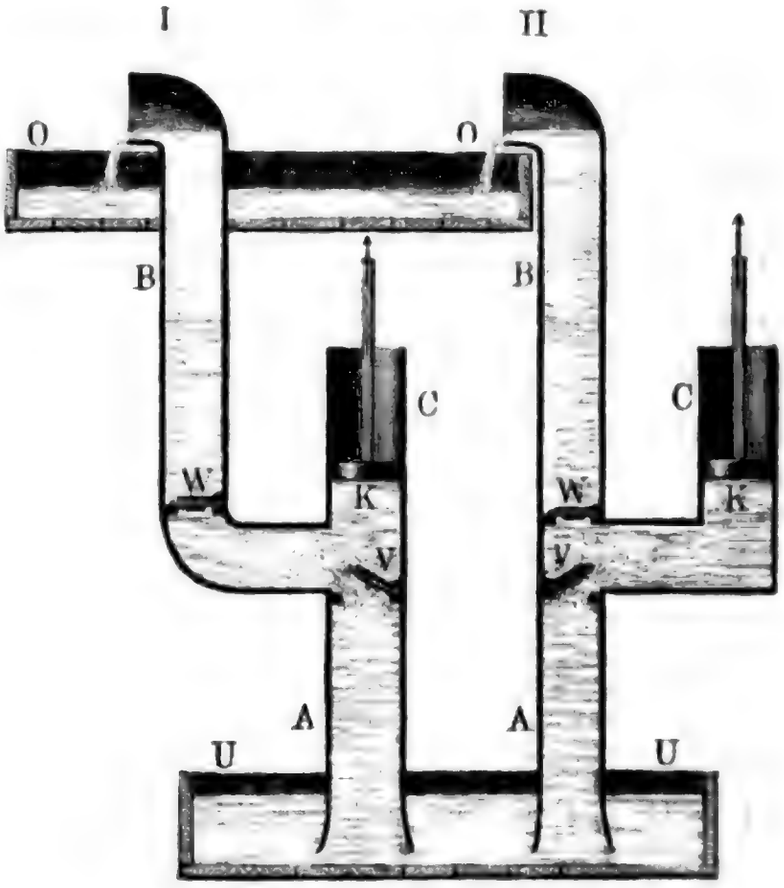
oder wenn $G = V\gamma$ das Gewicht der gehobenen Wassermenge bezeichnet:

$$A = Ps = Gh$$ (Vergl. Band I., §. 69).

Pumpen mit Massivkolben.

§. 347. Die Wirkungsweise der Pumpen mit Massivkolben ist aus den Abbildungen in Fig. 694 zu ersehen, worin A. den Kolbenaufgang

Fig. 694. A.



und B. den Kolbenrückgang darstellt. Bei der Pumpe in I. bildet die Saugröhre A die Fortsetzung des Pumpencylinders oder Stiefels C; bei der in II. hingegen bildet sie die Fortsetzung der Steigröhre B. Uebrigens ist die Bewegungsweise von beiden Pumpen eine und dieselbe. Bei dem Aufgange (A) des Kolbens K ist das Saugventil V geöffnet und das Steigventil W geschlossen, dagegen beim Niedergange (B) desselben das erstere geschlossen und das letztere geöffnet. Im ersteren Falle wird der durch den Kolbenaufgang frei gewordene Raum der Kolbenröhre C vom Wasser angefüllt, welches der Atmosphärendruck mittels der Saugröhre A zuführt, im zweiten Falle drückt der Kolben dieses Wasser aus der Kolbenröhre in die Steigröhre, und bewirkt dadurch den Ausguß einer gleichen Wassermenge in den Ausgußkasten OO.

Digitized by Google

Pumpen mit Waſſerkolben.

Iſt wieder F der Inhalt des Kolbenquerſchnittes, k die Waſſerbarometerhöhe und h_1 die ſenkrechte Höhe des Kolbens K über dem Unterwaſſer, ſo hat man während des Kolbenaufganges den Druck der Atmoſphäre auf den Kolben von oben nach unten:

$$R = F k \gamma;$$

dagegen den Druck der Atmoſphäre und des Waſſers auf denſelben von unten nach oben:

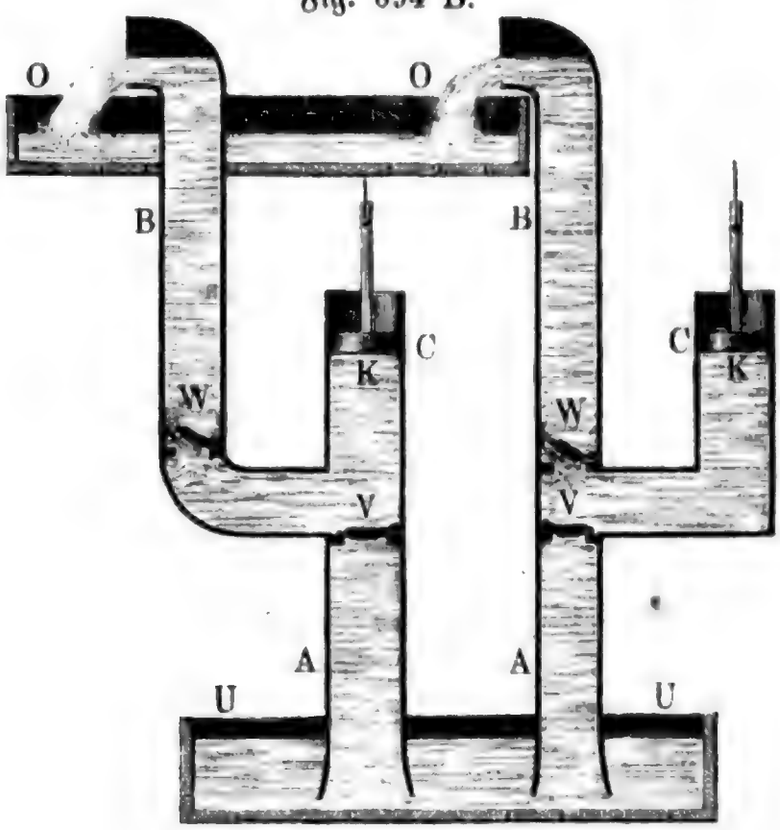
$$R_1 = (F k - h_1)\gamma,$$

und es folgt daher die nöthige Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachläſſigung aller Nebenhinderniſſe:

$$P_1 = R - R_1 = F(k - k + h_1)\gamma = F h_1 \gamma.$$

Iſt ferner h_2 die ſenkrechte Höhe der Oberfläche des Waſſers in der

Fig. 694 B.



Steigröhre B über dem Kolben K, ſo hat man den Druck des Waſſers auf den Kolben von unten nach oben:

$$R_2 = F(k + h_2)\gamma,$$

folglich die geſammte Kraft zum Niederdrücken des Kolbens:

$$P_2 = R_2 - R_1 = F(k + h_2)\gamma - F k \gamma = F h_2 \gamma.$$

Da ſich die Höhen h_1 und h_2 während der Kolbenbewegung unaufhörlich verändern, ſo ſind folglich auch die Kolbenkräfte P_1 und P_2 nicht conſtant, und es ſind daher

$$P_1 = F h_1 \gamma \quad \text{und} \quad P_2 = F h_2 \gamma$$

nur Mittelwerthe derſelben, wenn man für h_1 die ſenkrechte Höhe vom

Digitized by Google

Pumpen mit Maſſivkolben.

mittleren Kolbenſtande (bei halbem Kolbenhube) bis zum Unterwaſſerſpiegel, ſowie unter h_2 die vom mittleren Kolbenſtande bis zum Ausgußpunkte verſteht. Iſt s der Kolbenhub, ſo geht während des Kolbenaufganges die Kraft P_1 von $F\left(h_1 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ allmälig in $F\left(h_1 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ und während des Kolbenniederganges die Kraft P_2 von $F\left(h_2 - \frac{s}{2}\right)\gamma$ nach und nach in $F\left(h_2 + \frac{s}{2}\right)\gamma$ über.

Die aufzuwendende mechaniſche Arbeit pr. Spiel iſt wieder

$$A = P_1 s + P_2 s = (F h_1 \gamma + F h_2 \gamma)\, s = F s (h_1 + h_2)\gamma = F s h \gamma,$$

d. i.

$$= V h \gamma = G h,$$

wenn wieder $h = h_1 + h_2$ die ganze Förderhöhe, und $V = Fs$ das Volumen der pr. Spiel zum Ausguß gelangenden Waſſermenge, ſowie $G = V\gamma$ das Gewicht derſelben bezeichnet.

Es iſt alſo bei den Pumpen mit maſſiven Kolben die Arbeit auf beide Kolbenſchübe vertheilt, dagegen bei den Pumpen mit Ventilkolben nur auf den Kolbenaufgang beſchränkt.

§. 348. Wenn das offene Ende des Pumpencylinders nach unten gerichtet iſt, ſo muß man die Kolbenſtange entweder durch eine Stopfbüchſe führen, oder ſie ebenfalls nach unten richten. Die erſtere Einrichtung führt Fig. 695 und die letztere Fig. 696 vor Augen. Die erſtere Abbildung ſtellt eine vereinigte Saug- und Druckpumpe dar; es iſt R das Saugrohr mit dem Saugventile V und S das Steigrohr mit dem Steigventile W. Hier wird beim Niedergange des Kolbens K Waſſer durch R angeſaugt und beim Aufgange deſſelben durch S aufgedrückt, im erſteren Falle öffnet ſich natürlich das Ventil V, und im zweiten Falle, welchen die Abbildung darſtellt, das Ventil W. In Fig. 696 iſt eine Druckpumpe mit Einfallrohr R bei niedergehenden Kolben abgebildet. Es findet bei dieſer Einrichtung der Pumpe der Unterſchied ſtatt, daß hier der Kolben unter der Oberfläche des Unterwaſſerſpiegels ſpielt, während er bei den Pumpen mit Saugröhre über derſelben auf- und niedergeht; es iſt alſo bei der Pumpe mit Einfallröhre der ſenkrechte Abſtand h_1 zwiſchen dem Unterwaſſerſpiegel und dem mittleren Kolbenſtande negativ, wenn derſelbe bei den Pumpen mit Saugröhre poſitiv geſetzt wird. Bezeichnet wieder h_2 die ſenkrechte Höhe vom mittleren Kolbenſtande bis zum Oberwaſſerſpiegel B, ſowie F die Größe der Kolbenfläche, ſo hat man bei der Pumpe in Fig. 695 mit Saugröhre die Kraft zum Niederſchieben des Kolbens:

$$P_1 = F h_1 \gamma;$$

Digitized by Google

dagegen bei den Pumpen in Fig. 696 mit Einfallröhre:

Pumpen mit Maſſivkolben.

$$P_1 = -Fh_1\gamma,$$

während die Kraft zum Aufziehen des Kolbens in beiden Fällen

$$P_2 = Fh_2\gamma$$

iſt.

Fig. 695.

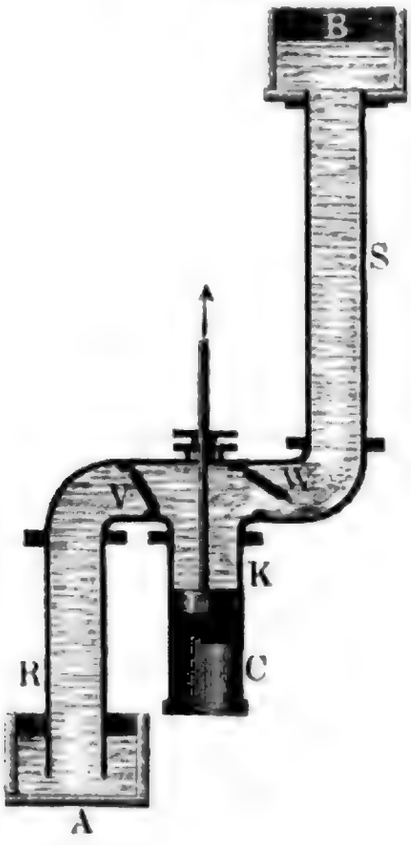
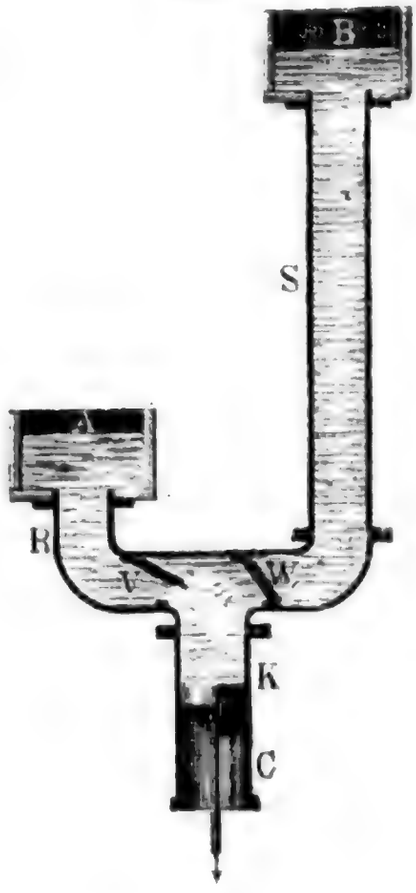


Fig. 696.



Die erforderliche mechaniſche Arbeit pr. Kolbenſpiel iſt daher bei der erſteren Pumpe:

$$A = P_1 s + P_2 s = Fs\,(h_1 + h_2)\gamma = V(h_1 + h_2)\gamma$$

und bei der letzteren:

$$A' = P_1 s + P_2 s = Fs\,(h_2 - h_1)\gamma = V(h_2 - h_1)\gamma;$$

da aber die ganze Förderhöhe, von Waſſerſpiegel zu Waſſerſpiegel gemeſſen, im erſteren Falle

$$h = h_1 + h_2,$$

dagegen im zweiten

$$h = h_2 - h_1$$

iſt, ſo iſt bei beiden Pumpen die mechaniſche Arbeit pr. Spiel:

$$A = Vh\gamma.$$

Nicht immer ſind die Pumpencylinder aufrecht ſtehend, man legt dieſelben auch zuweilen horizontal oder giebt ihnen wohl eine geneigte Lage; daß ſich hierbei die Wirkungsweiſe und die Betriebskraft nicht ändert, iſt leicht zu ermeſſen.

Digitized by Google

Doppelpumpen.

§. 349. Um einen ſtetigeren Ausguß des Waſſers zu erhalten, bringt man entweder eine einzige doppeltwirkende Pumpe, oder eine Verbindung von zwei einfachwirkenden Pumpen in Anwendung.

Eine doppeltwirkende Saug- und Druckpumpe iſt in Fig. 697 abgebildet. Dieſelbe hat eine Saugröhre R und Steigröhre S wie jede andere einfachwirkende Pumpe, dagegen ſteht der Pumpencylinder CC an beiden Enden mit den Röhren R und S in Verbindung, und es ſind daher auch die vier Communicationsröhren, welche vom Cylinder CC nach der Saug- und nach der Steigröhre führen, mit zwei Saugventilen V und V_1 und zwei

Fig. 697.

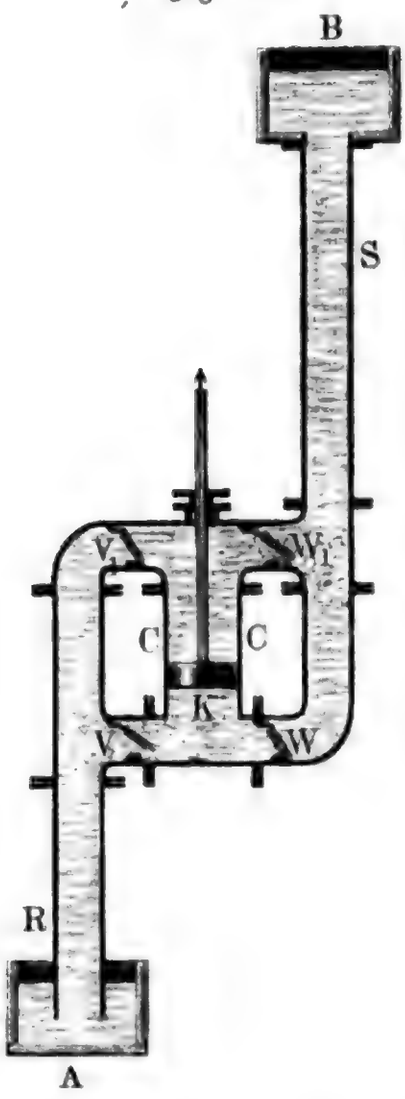
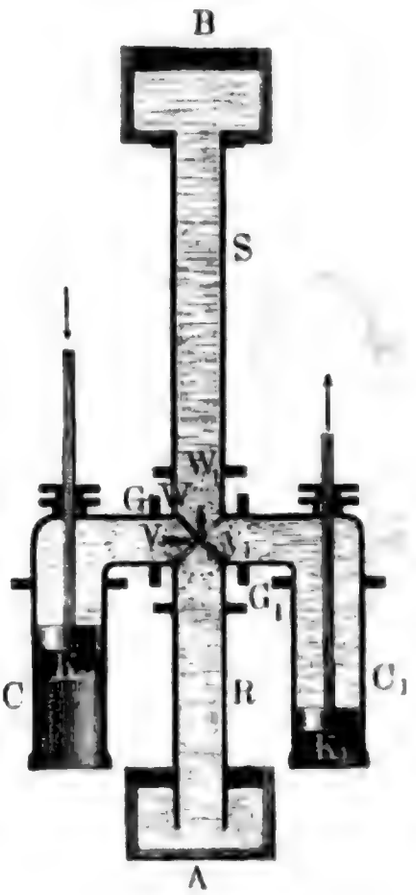


Fig. 698.



Steigventilen W und W_1 ausgerüſtet. Da ſich die Saugventile nur nach innen, und die Steig- oder Druckventile nur nach außen öffnen laſſen, ſo iſt leicht einzuſehen, daß ſich bei einem Kolbenſchube auf der einen Seite das Saugventil und auf der anderen Seite das Steigventil öffnet. Die Abbildung ſtellt z. B. den Pumpenkolben K im Aufgange befindlich dar, wobei die Ventile V und W_1 geöffnet ſind; geht dagegen der Kolben K nieder, ſo öffnen ſich die Ventile V_1 und W, in beiden Fällen wird aber Waſſer mittels R angeſaugt und mittels S aufgetrieben.

Digitized by Google

Doppelpumpen.

Denſelben Zweck erreicht man auch durch eine Verbindung, Fig. 698, von zwei einfachwirkenden Pumpen, deren Kolben K und K_1 abwechſelnd auf- und niedergehen. Bei der abgebildeten Pumpe befinden ſich die vier Ventile V und V_1, W und W_1 in einem und demſelben Ventilgehäuſe $G G_1$ und ihre Sitze bilden daſelbſt zwei auf einander winkelrecht ſtehende Ebenen. Die Abbildung ſtellt die Maſchine ſo dar, daß der linke Kolben K nieder- und der rechte Kolben K_1 aufgeht, es ſind daher auch hier die Ventile V und W_1 geöffnet, dagegen die Ventile V_1 und W geſchloſſen, wobei natürlich Waſſer mittels R aus A nach C und mittels S aus C_1 nach B gehoben wird. Beide Pumpenſyſteme (in Fig. 697 und Fig. 698) gewähren noch den Vortheil, daß die Kraft beim Auf- und Niedergange des Kolbens K eine und dieſelbe, nämlich $P = Fh\gamma$ iſt, wenn wieder h die ganze Förderhöhe, vom Unterwaſſerſpiegel bis Oberwaſſerſpiegel gemeſſen, ſowie F die Größe der Kolbenfläche bezeichnet.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben (Fig. 693 A und B) läßt ſich derſelbe Zweck auch durch eine dicke Kolbenſtange erreichen. Iſt F_1 der Querſchnitt dieſer Stange, ſo verdrängt dieſelbe bei ihrem Niedergange das Waſſerquantum $F_1 s$, und es iſt daher das beim Aufgange des Kolbens ausgegoſſene Waſſerquantum nur $(F - F_1) s$; ſoll daher beim Niedergange ebenſoviel Waſſer zum Ausguſſe gelangen als beim Aufgange, ſo hat man nur

$$F_1 = F - F_1, \quad \text{d. i.} \quad F_1 = {}^1/_2 F$$

zu machen.

Bezeichnet d den Durchmeſſer des Kolbens und d_1 den der Kolbenſtange, ſo folgt hiernach:

$$d_1^2 = {}^1/_2 d^2, \quad \text{alſo} \quad d_1 = d\sqrt{{}^1/_2} = 0{,}707\, d.$$

Mit einer ſolchen Vertheilung des Hubwaſſers iſt natürlich auch eine entſprechende Kraftvertheilung verbunden. Es iſt dann die Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P_1 = Fh_1\gamma + (F - F_1) h_2\gamma = F(h_1 + h_2)\gamma - F_1 h_2\gamma$$
$$= Fh\gamma - F_1 h_2\gamma,$$

und dagegen die zum Niedergange deſſelben, da hierbei das Waſſer mit der Druckhöhe h_2 von unten auf die Fläche F und von oben auf die Fläche $F - F_1$ drückt:

$$P_2 = [F - (F - F_1)] h_2\gamma = F_1 h_2\gamma,$$

z. B. für $F_1 = {}^1/_2 F$:

$$P_1 = F(h - {}^1/_2 h_2)\gamma \quad \text{und} \quad P_2 = {}^1/_2 Fh_2\gamma.$$

Wäre noch $h_2 = h$, daher $h_1 = 0$, alſo die Pumpe eine einfache Hubpumpe (Fig. 693, I.), ſo fiele $P_1 = P_2 = {}^1/_2 Fh\gamma$ aus.

Um ein möglichſt gleichmäßiges Ausſtrömen des Waſſers aus dem Steigrohre zu erhalten, wie es z. B. bei Feuerſpritzen nöthig iſt, kann man auch

Doppelpumpen.

noch einen sogenannten Windkessel (s. Band II, §. 298, Anmerkung) in Anwendung bringen. Derselbe nimmt während der Kolbenbewegung einen Theil des durch die Steigventile zugeführten Hubwassers auf und bringt denselben durch den Druck der in ihm eingeschlossenen atmosphärischen Luft beim Umsetzen des Kolbens zum Ausgusse.

Saughöhe.

§. 350. Während die Steig- oder Druckhöhe einer Pumpe jede beliebige sein kann, darf dagegen die Saughöhe derselben eine gewisse von dem Luftdrucke und von der Zeit und Größe eines Kolbenschubes abhängige Grenze nicht überschreiten. Damit bei jedem einfachen Kolbenspiele ein der Kolbenfläche F und dem Kolbenwege s entsprechendes Wasserquantum $V = Fs$ angesaugt werde, ist zu fordern, daß der Pumpencylinder stets mit Wasser gefüllt bleibe und sich folglich das Wasser während des Ansaugens von der Kolbenfläche nicht lostrenne, daß wenigstens am Ende des Kolbenaufganges kein leerer Raum zwischen dieser Fläche und der Oberfläche des Wassers in dem Pumpencylinder zurückbleibe.

Jedenfalls tritt ein solches Lostrennen des Wassers von der Kolbenfläche ein, sowie die Kolbengeschwindigkeit größer ist als die Geschwindigkeit des ihm nachfolgenden Wassers. Bezeichnet k die Wasserbarometerhöhe, h_0 die Höhe des tiefsten Kolbenstandes über dem Unterwasserspiegel und x den veränderlichen von Null allmälig in den ganzen Kolbenschub s übergehenden Kolbenweg, so ist die auf die Bewegung des Wassers in der Saug- und Kolbenröhre verwendete Druckhöhe:

$$= k - h_0 - x.$$

Ist ferner v die Geschwindigkeit des in der Kolbenröhre aufsteigenden Wassers, v_1 die in der Saugröhre und v_2 die des durch den Querschnitt F_2 der Apertur des Ventiles fließenden Wassers, sowie d der Durchmesser der Kolbenröhre, d_1 der der Saugröhre, l_1 die Länge dieser Röhre und ξ_1 der Coefficient der Wasserreibung, so läßt sich bekannten hydraulischen Gesetzen zufolge (s. Bd. I, §. 398, §. 406 u. s. w.),

$$k - h_0 - x = \frac{v^2}{2g} + \frac{(v_2 - v)^2}{2g} + \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \frac{v^2}{2g}\left[1 + \left(\frac{F}{\alpha F_2} - 1\right)^2 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \cdot \left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right],$$

folglich

$$v = \frac{\sqrt{2g\,(k - h_0 - x)}}{\sqrt{1 + \left(\frac{F}{\alpha F_2} - 1\right)^2 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4}}$$

setzen, auch können wir einfach

$$v = \mu \sqrt{2g\,(k - h_0 - x)}$$

Digitized by Google

ſchreiben, wenn wir unter μ den Ausflußcoefficienten

Saughöhe.

$$\frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{F}{\alpha F_2}-1\right)^2+\xi_1\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4}}$$

verſtehen.

Wenn nun dieſer Geſchwindigkeitswerth von der Geſchwindigkeit des aufſteigenden Kolbens erreicht wird, ſo beginnt auch das Lostrennen des Kolbens von dem darunter befindlichen Waſſer.

Da in den meiſten Fällen die Pumpen mittels einer Kurbel in Bewegung geſetzt werden, ſo wollen wir im Folgenden auch einen vereinigten Pumpen- und Kurbelmechanismus vorausſetzen. Es iſt hier die Länge r des Kurbelarmes $CA = CB = CP$, Fig. 699, gleich dem halben Kolbenhube s, alſo $r = {}^1/_2\, s$, ferner die dem Kolbenwege $AO = x$ entſprechende Kolbengeſchwindigkeit $\overline{Pv} = v$ gleich der Projection der Warzengeſchwindigkeit $\overline{Pc} = c$, parallel zur Bewegungsrichtung AB des Kolbens, und da ſich das Loth OP auf AB der mittleren Proportionale $\sqrt{x(s-x)}$ der Theile x und $s-x$ des ganzen Kolbenhubes gleichſetzen läßt:

Fig. 699.

$$\frac{v}{c} = \frac{OP}{CP} = \frac{\sqrt{x(s-x)}}{{}^1/_2\, s}.$$

Setzen wir nun die hieraus reſultirende Kolbengeſchwindigkeit gleich der oben gefundenen Geſchwindigkeit des nachfolgenden Waſſers, ſo erhalten wir folgende Gleichung:

$$\frac{c\sqrt{x(s-x)}}{{}^1/_2\, s} = \mu\sqrt{2g(k-h_0-x)}$$

zur Beſtimmung des Kolbenſtandes, bei welchem das Lostrennen des Kolbens von der Waſſerſäule in die Saug- und Kolbenröhre eintritt. Es iſt hiernach:

$$x(s-x) = \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \frac{s^2}{4}\,(k-h_0-x),$$

oder

$$x^2 - \left(1+\mu^2\cdot\frac{2g}{c^2}\cdot\frac{s}{4}\right)sx = -\mu^2 \cdot 2g\frac{s^2}{4}(k-h_0),$$

und daher der geſuchte Kolbenweg:

$$x = \left[1+\mu^2\cdot\frac{2g}{c^2}\cdot\frac{s}{4} \pm \sqrt{\left(1+\mu^2\cdot\frac{2g}{c^2}\cdot\frac{s}{4}\right)^2 - \mu^2\cdot\frac{2g}{c^2}(k-h_0)}\right]\frac{s}{2}.$$

Damit dieſes Lostrennen gar nicht eintreten könne, iſt die Bedingung

Digitized by Google

Saughöhe. zu machen, daß die Größe unter dem Wurzelzeichen negativ ausfalle, und daher

$$\mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2}(k - h_0) > \left(1 + \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \frac{s}{4}\right)^2 \text{ ſei.}$$

Hiernach folgt

$$k - h_0 > \frac{s}{2} + \frac{c^2}{2\mu^2 g} + \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \left(\frac{s}{4}\right)^2,$$

und daher die zuläſſige Saughöhe:

$$h_0 < k - \frac{s}{2} - \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{c^2}{2g} - \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \left(\frac{s}{4}\right)^2.$$

Iſt t die Zeit des Kolbenſchubes, ſo hat man auch $c = \frac{\pi s}{2t}$, und daher:

$$h_0 < k - \frac{s}{2} - \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi s}{2\mu t}\right)^2 - 2g\left(\frac{\mu t}{2\pi}\right)^2.$$

Wenn die Kolbenbewegung nicht mittels einer Kurbel, z. B. durch die Kraftmaſchine, direct erfolgt, ſo iſt zwar das Bewegungsgeſetz ein anderes; da jedoch auch dann bei jedem Kolbenſchube der Kolben allmälig aus der Ruhe in Bewegung und aus der Bewegung in Ruhe übergeht, ſo läßt ſich erwarten, daß bei gleicher Aufgangszeit t die gefundene Bedingung annähernd auch bei anderen Bewegungsmechanismen gültig ſei.

Bei einer ſehr ſchnellen Kolbenbewegung, wo t ſehr klein iſt, läßt ſich einfacher

$$h_0 < k - \frac{s}{2} - \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi s}{2\mu t}\right)^2$$

ſetzen.

Da für $h_0 = k - \frac{s}{2} - \frac{1}{\mu^2} \cdot \frac{c^2}{2g} - \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \left(\frac{s}{4}\right)^2$,

der Kolbenweg $x = \left(1 + \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \frac{s}{4}\right)\frac{s}{2}$

folgt, und x höchſtens $= s$ ſein kann, ſo ergiebt ſich, daß ein Lostrennen des Kolbens von der darunter ſtehenden Waſſerſäule auch dann nicht eintritt, wenn

$$1 + \mu^2 \cdot \frac{2g}{c^2} \cdot \frac{s}{4} > 2,$$

d i. wenn

$$\frac{c^2}{2g} < \frac{\mu^2 s}{4} \text{ iſt.}$$

Setzen wir $\frac{c^2}{2g} = \frac{\mu^2 s}{4}$ in die gefundene Vergleichung für h ein, ſo folgt

$$h_0 < k - \frac{s}{2} - \frac{s}{4} - \frac{s}{4},$$ Saughöhe.

d. i.

$$h_0 < k - s.$$

Beiſpiel. Eine Saugpumpe hat folgende Dimenſionen und Bewegungsverhältniſſe: Durchmeſſer der Kolbenröhre, $d = 1$ Fuß, Durchmeſſer der Saugröhre, $d_1 = 1/2$ Fuß, die Länge derſelben, $l_1 = 25$ Fuß, Hub des Kolbens, $s = 3$ Fuß, Zeit eines Kolbenaufganges $t = 5$ Sec.; ferner ſei der Coefficient der Reibung des Waſſers in der Saugröhre, $\zeta = 0{,}025$ (ſ. Band I, §. 397) und der Widerſtandscoefficient für den Durchgang des Waſſers durch das Saugventil $\left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2 = 16$ (ſ. Band I, §. 410). Es iſt dann das Quadrat des Ausflußcoefficienten für die Bewegung des Waſſers in der Saug- und Kolbenröhre:

$$\mu^2 = \frac{1}{1 + \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} = \frac{1}{1 + 16 + 0{,}025 \,.\, 50 \,.\, 2^4} = 1/37,$$

und daher die Saughöhe, bei welcher eine vollſtändige Füllung der Kolbenröhre nicht gefährdet wird:

$$h_0 < k - \frac{s}{2} - \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi s}{2\mu t}\right)^2 - 2g\left(\frac{\mu t}{2\pi}\right)^2,$$

d. i.:

$$h_0 < k - 1{,}5 - 0{,}016 \,.\, 37 \,.\left(\frac{3{,}14 \,.\, 3}{10}\right)^2 - 62{,}5 \,.\, 1/37\left(\frac{5}{2 \,.\, 3{,}14}\right)^2,$$

$$h_0 < k - 1{,}5 - 0{,}53 - 1{,}04,$$

$$h_0 < k - 3{,}07.$$

Wäre nun noch der niedrigſte Waſſerbarometerſtand $k = 30$ Fuß, ſo ergäbe ſich die zuläſſige Saughöhe, oder die Höhe des tiefſten Kolbenſtandes über dem Unterwaſſerſpiegel:

$$h_0 < 30 - 3{,}07,$$

d. i.

$$h_0 < 26{,}93 \text{ Fuß}.$$

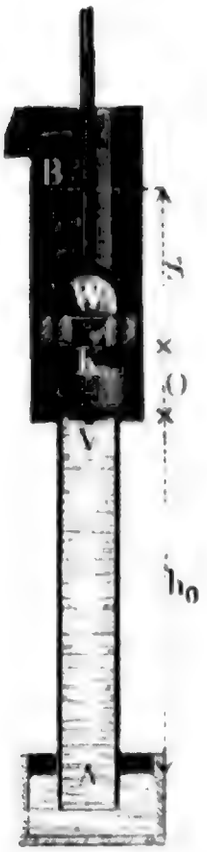
§. 351. Die Saughöhe wird auch noch durch den ſogenannten ſchädlichen Raum (franz. espace nuisible; engl. noxious space), d. i. durch den Raum zwiſchen dem tiefſten Kolbenſtande und dem Saugventile eingeſchränkt, weil ſich in demſelben Luft anſammeln kann, deren Expanſivkraft das Nachfließen des Waſſers aus der Saugröhre verhindert. Setzen wir voraus, der Kolben K, Fig. 700 (a. f. S.), habe bereits die Luft aus der Saugröhre ausgepumpt; es ſtehe das Waſſer in derſelben bis zum Saugventil V und es habe beim tiefſten Kolbenſtande die im ſchädlichen Raume VK zurückgebliebene Luft die Preſſung k der äußeren Luft. Steigt nun der Kolben empor, ſo dehnt ſich die unter demſelben befindliche Luft allmälig immer mehr und mehr aus, wobei die Expanſivkraft derſelben immer kleiner und kleiner wird. Iſt s der Kolbenhub KB und σ die Höhe VK des ſchädlichen Raumes, ſo fällt unter der Vorausſetzung, daß das Saugventil Schädlicher Raum.

Digitized by Google

Schädlicher Raum.

geſchloſſen bleibt, dem Mariotte'ſchen Geſetze zufolge, die durch die Höhe einer Waſſerſäule gemeſſene Spannung der abgeſperrten Luft

Fig. 700.



$$k_1 = \frac{\sigma k}{s + \sigma} \text{ aus.}$$

Da nun die Waſſerſäule AV unter dem Saugventile in Folge des äußeren Luftdruckes mit der Kraft $k - h_0$ von unten nach oben drückt, ſo wird folglich nur dann das Saugventil gehoben und Waſſer durch deſſen Mündung gedrückt, wenn

$$k - h_0 > k_1,$$

alſo

$$h_0 < k - k_1,$$

oder

$$h_0 < k - \frac{\sigma k}{s + \sigma},$$

d. i., wenn $h_0 < \frac{s k}{s + \sigma}$ iſt.

Iſt dagegen $h_0 > \frac{s k}{s + \sigma}$, ſo bleibt das Saugventil während des ganzen Kolbenaufganges geſchloſſen, und es wird ebenſo beim darauf folgenden Niedergange das Kolbenventil nicht geöffnet, weil hierbei die Preſſung der abgeſchloſſenen Luft von $k_1 = \frac{\sigma k}{s + \sigma}$ in k übergeht, alſo die der äußeren Luft erſt am Ende des Hubes erreicht. Es beſteht alſo dann die Wirkung des auf- und niedergehenden Kolbens nur in einer abwechſelnden Verdünnung und Verdichtung der unter demſelben befindlichen und durch beide Ventile abgeſchloſſenen Luft.

Eine Saugpumpe kann alſo nur dann Waſſer fördern, wenn $h_0 < \frac{s}{s + \sigma}$ iſt; man hat daher die Saughöhe h_0 derſelben um ſo kleiner zu machen, je größer der ſchädliche Raum σ iſt, und dagegen den ſchädlichen Raum möglichſt zu vermindern, wenn es darauf ankommt, eine möglichſt große Saughöhe zu erlangen. Um dem Aufſchlagen des Saugventiles kein Hinderniß in den Weg zu legen, iſt es allerdings nöthig dem ſchädlichen Raum eine Höhe von 2 bis 6 Zoll zu geben.

Setzt man die ganze Förderhöhe $AB = h_0 + \sigma + s$ einer Saugpumpe $= h$, ſo hat man

$$s + \sigma = h - h_0,$$

und daher auch

Digitized by Google

$$h_0 (h - h_0) < s k.$$

Schädlicher Raum.

Nun iſt aber $h_0 (h - h_0)$ ein Maximum für $h_0 = \frac{h}{2}$, und zwar $= \frac{h^2}{4}$, daher folgt auch

$$\frac{h^2}{4} < sk \quad \text{oder} \quad s > \frac{h^2}{4k}.$$

Man erſieht hieraus, daß der Kolbenſchub s um ſo größer ſein muß, je größer die ganze Förderhöhe h iſt. Man kann zwar das Anſammeln der Luft im ſchädlichen Raume dadurch verhindern, daß man die Kolbenröhre $B V$ durch Zugießen von oben mit Waſſer anfüllt, da jedoch während des Ganges unter dem Kolben ein Theil der im Waſſer enthaltenen Luft (ſ. Bd. II, §. 474) frei wird, ſo iſt es möglich, daß dieſer Raum nach und nach ganz wieder mit Luft erfüllt werde.

Beiſpiel. Beträgt der Kolbenhub $s = 3$ Fuß und die Höhe des ſchädlichen Raumes, $\sigma = 4$ Zoll, ſo iſt bei dem kleinſten Waſſerbarometerſtande $h = 30$ Fuß, die größte Saughöhe vom Unterwaſſerſpiegel bis zum Saugventil gemeſſen,

$$h_0 = \frac{s}{s + \sigma} h = \frac{36}{36 + 4} \cdot 30 = 0{,}9 \cdot 30 = 27 \text{ Fuß},$$

wofür man der Sicherheit wegen nur 25 bis 26 Fuß zu ſetzen hat.

§. 352. Die unbeweglichen Theile einer Pumpe ſind die Kolbenröhre oder der Pumpencylinder und die Saug- und Steigröhren. Die Kolbenröhre oder derjenige Theil der Pumpe, in welchem ſich der Kolben bewegt, iſt in der Regel ein innen ausgeſchliffener Cylinder aus Gußeiſen, ſeltener macht man ihn aus Meſſing oder Kanonenmetall, und nur bei rohen Ausführungen beſteht derſelbe aus Holz, und zwar entweder aus Ahorn- oder aus Eichenholz. Die Länge der Röhre übertrifft den Kolbenhub mindeſtens um die Liderungsbreite des Kolbens, die Weite derſelben beträgt bei kleinen Handpumpen oft nur wenige Zoll, bei gewöhnlichen Pumpenwerken aber $\frac{1}{2}$ bis $1\frac{1}{2}$ Fuß, bei großen Pumpenwerken, namentlich bei großen Dampfkünſten, 2 bis 4 Fuß, und bei einigen neueren Anlagen ſogar 5 bis 7 Fuß. Die Wandſtärke der gußeiſernen Pumpencylinder iſt mittels der in Band II, §. 277 gegebenen Formel

Pumpenröhren.

$$e = 0{,}0025\, p d + 1{,}25 \text{ Zoll}$$

zu berechnen, iſt daher bei den gewöhnlichen Saugpumpen, wo die drückende Waſſerſäule nur einige Fuß Höhe hat, nur $1\frac{1}{4}$ Zoll, und ſteigert ſich nur bei Druckpumpen, welche das Waſſer ſehr hoch drücken, auf mehrere Zoll.

Die Pumpenröhren (Saug- und Steigröhren) ſind bei vollkommneren Maſchinenanlagen aus Metall, und zwar aus Gußeiſen, Eiſenblech, Blei u. ſ. w., bei kleineren und gewöhnlichen aber aus Holz, und zwar aus

Pumpenröhren. Tannen-, Fichten- oder Kiefernholz. Um den letzteren die nöthige Widerſtandsfähigkeit und Dichtheit zu verſchaffen, umgiebt man ſie noch mit eiſernen Ringen. Die gewöhnliche Weite dieſer Röhren iſt $^2/_5$ bis $^2/_3$ des Kolbendurchmeſſers oder der Weite der Kolbenröhre. Deshalb iſt auch die Geſchwindigkeit des Waſſers in dieſen Röhren $(^3/_2)^2 = {}^9/_4$ bis $(^5/_2)^2 = {}^{25}/_4$ mal ſo groß als die mittlere Geſchwindigkeit des Kolbens. Letztere beträgt gewöhnlich $^1/_2$ bis 1 Fuß, geht nur ſelten auf $^1/_3$ Fuß herab, ſteigert ſich aber bei Pumpen mit einem ſehr großen Hube, z. B. bei Dampfkünſten, auf 2 bis 3 Fuß, in welchem Falle den Saug- und Steigröhren verhältnißmäßig eine ſehr große Weite zu geben iſt.

Die Wandſtärken der Pumpenröhren ſind nach der bekannten Formel $e = \mu p d + e_1$ (ſ. Bd. I, §. 334) zu berechnen, nur giebt man hier die Anfangsſtärke e_1 größer als die der gewöhnlichen Leitungsröhren an.

Bezeichnet p_1 den inneren Ueberdruck in Atmoſphären und d_1 die Weite der Röhren, ſo hat man die erforderliche Wandſtärke für gußeiſerne Röhren:

$$e = 0{,}0025\, p_1 d_1 + {}^1/_2 \text{ Zoll},$$

für ſchmiedeeiſerne Röhren:

$$e = 0{,}0009\, p_1 d_1 + {}^1/_6 \text{ Zoll},$$

für bleierne Röhren:

$$e = 0{,}0040\, p_1 d_1 + {}^1/_3 \text{ Zoll},$$

und für hölzerne Röhren:

$$e = 0{,}0050\, p_1 d_1 + 2 \text{ Zoll}.$$

Während bei den Steigröhren ein Ueberdruck $p_2 = h_2 \gamma$ von innen nach außen ſtatthat, iſt dagegen bei den Saugröhren der äußere Druck $k\gamma$ größer als der innere Druck $p_1 = h_1 \gamma$, und daher die Feſtigkeit dieſer Röhren mit der der Feuerröhren bei Dampfkeſſeln (ſ. Bd. II, §. 382) zu vergleichen. Der innere Ueberdruck der Saugröhren iſt an dem unteren Ende der Saugröhre $k\gamma - p_1 = (k - h_1)\gamma$, und nimmt nach oben mit der Abnahme von h_1 immer mehr und mehr zu, daher iſt auch die Wandſtärke dieſer Röhre, von unten nach oben gerechnet, allmälig ſtärker zu nehmen. Wäre die Saughöhe h_1 nahe gleich der Waſſerbarometerhöhe, ſo hätte man hiernach die untere Röhrenſtärke $e = e_1$ und die obere $e = \mu d + e_1$ zu ſetzen; da aber bei mäßigen Röhrenweiten die Differenz zwiſchen dieſen Stärken nur klein iſt, ſo giebt man dieſen Röhren eine gleichmäßige Stärke und zwar eine ſolche, welche hinreicht, um die Röhre gehörig luftdicht zu machen. Bei den gußeiſernen Saugröhren iſt die Wandſtärke $e = {}^1/_2$ bis $^3/_4$ Zoll, bei den hölzernen Saugröhren aber $e = 2$ bis 3 Zoll.

Um den Eintritt des Waſſers aus dem Sumpfe oder dem Sammelkaſten in die Saugröhre zu erleichtern, muß man durch Abrundung der Einmündung dieſer Röhre die Contraction des eintretenden Waſſers aufheben. Um Unrath von dem Eintritte in die Saugröhre abzuhalten, ſchließt man an

das untere Ende dieſer Röhre auch wohl noch ein Seiherblech oder Seiherkaſten (franz. couloir; engl. strainer) an. Auch verſieht man das Ende der Steigröhre, oder nach Befinden, der Kolbenröhre, oft noch mit einem beſonderen Ausgußſtück oder einer Ausgußröhre (franz. gargouille; engl. spout), wodurch das Waſſer in den zur Seite ſtehenden Ausgußkaſten geführt wird. Pumpenröhren.

§. 353. Die Pumpenventile ſitzen in beſonderen Gehäuſen, den ſogenannten Ventilkammern (franz. boîtes des soupapes; engl. clack-boxes), welche mit den Saug- und Steigröhren ein Ganzes bilden, und mit durch Spünde, Platten oder Thüren verſchließbaren Seitenöffnungen verſehen ſind, um von da aus den Zuſtand der Ventile unterſuchen und Reparaturen an denſelben vornehmen zu können. Bei den einfachen Saugpumpen iſt nur eine Kammer für das Saugventil nöthig, da hier das im Kolben ſitzende Steigventil von der Mündung des Ausgußſtückes aus beſichtigt und reparirt werden kann; bei den Saughubpumpen oder ſogenannten hohen Sätzen muß dagegen eine zweite Kammer unmittelbar über der Kolbenröhre angebracht werden, um zum Kolben gelangen und an demſelben die etwa nöthigen Reparaturen vornehmen zu können. Pumpenventile.

Die Pumpenventile ſind entweder einfache oder zuſammengeſetzte. Letztere werden zur Erzielung einer leichteren und größeren Eröffnung vorzüglich bei großen Pumpen angewendet. Die einfachen Ventile ſind entweder Klappventile oder Hubventile (ſ. Bd. I, §. 410). Die Klappventile (franz. soupape à clapet; engl. clack-valves) ſind an einer Seite befeſtigt und drehen ſich beim Eröffnen und Verſchließen ähnlich wie eine Fallthür um ihre Angeln; die Hubventile verſchieben ſich dagegen beim Eröffnen und Verſchließen in ihrer geometriſchen Axe. Es gehören vorzüglich hierher die ſogenannten Kegelventile (franz. soupapes coniques; engl. conical-valves) und Kugelventile (franz. soupapes à boulet; engl. spherical-valves). Während jene die Form eines niedrigen abgekürzten Kegels haben, bilden dieſe vollſtändige Kugeln; im erſten Falle iſt natürlich auch der Ventilſitz kegelförmig ſowie im zweiten kugelförmig ausgedreht. Die ſogenannten Muſchelventile ſind nichts weiter als hohle Kegelventile. Auch ſind ſchon von Belidor ſogenannte Balancirventile in Vorſchlag gebracht worden, welche ähnlich wie die Balancirſchützen (in Bd. I, §. 288) durch die horizontale Axe in zwei ungleiche Theile getheilt ſind, und ſich daher bei der Eröffnung einerſeits über den Ventilſitz erheben und andererſeits unter denſelben herabziehen.

Man muß die Ventile ſo anordnen, daß ſie dem Durchgang des Waſſers ſo wenig wie möglich Hinderniſſe in den Wegen legen. Deshalb iſt auch

Pumpenventile.

der Ventilmündung eine dem Querſchnitte der Ventilkammer und dem Ventilhub wieder eine dem Ventildurchmeſſer entſprechende Größe zu geben. Iſt r der Halbmeſſer CD der Ventilkammer oder Kolbenröhre N, Fig. 701, ſowie r_1 der mittlere Halbmeſſer CB eines Hubventiles BB, = dem mittleren Halbmeſſer der Apertur AA, und s der Ausſchub AB des Ventiles, ſo hat man den Inhalt der Kreismündung AA:

$$\pi r_1^2,$$

den der Ringfläche zwiſchen DD und BB:

$$\pi (r^2 - r_1^2),$$

und den der Cylinderfläche $ABBA$:

$$2 \pi r_1 d.$$

Damit nun das Waſſer durch dieſe drei Querſchnitte mit gleicher Geſchwindigkeit hindurchgehe, muß $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2) = 2 \pi r_1 s$ ſein, wonach nun

Fig. 701.

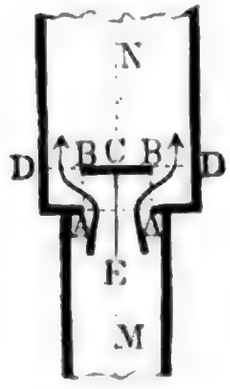
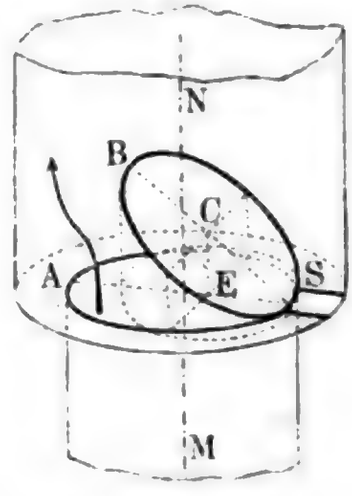


Fig. 702.



$$r_1^2 = \frac{r^2}{2} \quad \text{und} \quad s = \frac{r_1}{2},$$

d. i.

$$r_1 = r\sqrt{1/2} = 0{,}707\, r \text{ und } s = r\sqrt{1/8} = 0{,}3535\, r$$

folgt.

Wenn ſich das Klappventil BS, Fig. 702, um den Winkel $ASB = \beta$ eröffnet oder über den Ventilſitz erhebt, ſo iſt ſeine Projection im Röhrenquerſchnitte eine Ellipſe mit den Halbaxen r_1 und $r_1 \cos. \beta$, und die mittlere Eröffnungshöhe $EC = r_1 \beta$; wonach ſich die Querſchnitte des Waſſerſtromes:

$$\pi r_1^2,\ \pi r^2 - \pi r_1^2 \cos. \beta \quad \text{und} \quad 2 \pi r_1^2 \beta$$

ergeben, und $\pi r_1^2 = \pi (r^2 - r_1^2 \cos. \beta) = 2 \pi r_1^2 \beta$ zu ſetzen iſt, ſo daß $\beta = 1/2$, d. i.

$$\beta^0 = 28\,1/2^0 \quad \text{und} \quad r_1^2 (1 + \cos. \beta) = r^2,$$

alſo

Pumpenventile.

$$r_1 = \frac{r}{\sqrt{1 + \cos.\beta}},$$

oder annähernd

$$= \frac{r}{\sqrt{2 - \frac{\beta^2}{2}}} = \left(1 + \frac{\beta^2}{8}\right)\sqrt{1/2}\,.\,r,$$

d. i.

$$r_1 = {}^{33}/_{32}\sqrt{1/2}\cdot r_1 = 0{,}730\,r$$

folgt.

Man kann hiernach als Regel aufſtellen: der mittlere Halbmeſſer eines Ventiles und der zugehörigen Ventilmündung ſoll reichlich 7 Zehntel der Weite der Ventilkammer oder Kolbenröhre ſein, ferner der Hub- oder Ausſchub eines Hubventiles ſoll die Hälfte des Ventildurchmeſſers ſowie der Ausſchlag des Klappventiles reichlich 28 Grad betragen.

§. 354. Die ſpeciellere Einrichtung zweier einfachen Hubventile iſt aus den Figuren 703 und 704 zu erſehen. Es iſt in beiden Abbildungen

Fig. 703.

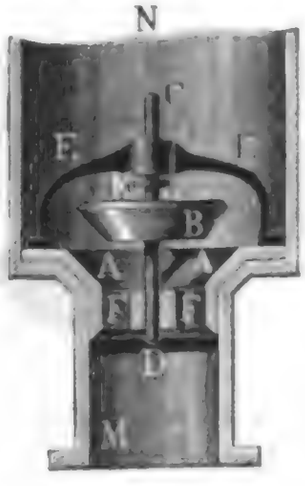
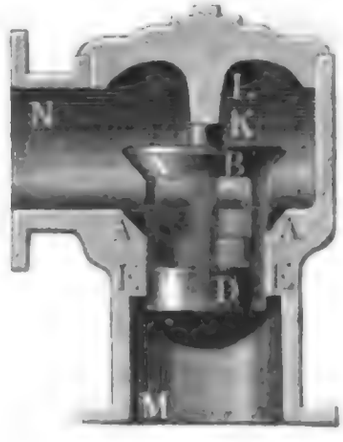


Fig. 704.



A A der Ventilſitz, *B* die koniſche Ventilplatte, ferner *M* das Rohr, wodurch das Waſſer dem Ventil zugeführt wird, und *N* die Ventilkammer oder das Ventilgehäuſe. Damit ſich das Ventil genau in ſeiner geometriſchen Axe ausſchieben könne, wird es entweder mit einem Stiel *CD*, Fig. 703, verſehen, oder es erhält daſſelbe drei bis vier radiale Flügel, wie z. B. das Sicherheitsventil in Fig. 639 des 2. Bdes., oder es wird an demſelben ein cylindriſcher Mantel mit Fenſtern oder Durchgangsöffnungen, wie *D*, Fig. 704, angebracht, in welchem Falle man es wohl ein Laternenventil nennt.

Bei dem erſten Ventile wird der Stiel durch einen oder beſſer, zwei Ringe *C* und *D* geführt, welche durch Arme *E E* und *F F* mit dem Ventilſitze feſt verbunden ſind; bei den beiden anderen Ventilen dient der an den Ventilſitz

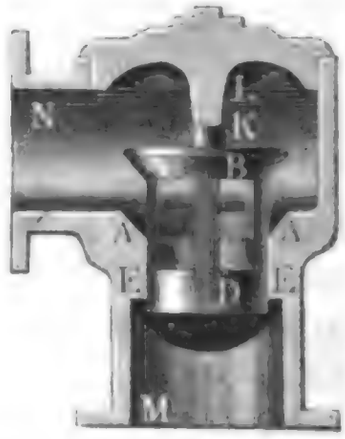
Digitized by Google

Pumpenventile.

anſtoßende cylindriſche Raum EE als Leitung des Ventiles. Damit ſich ein ſolches Ventil nicht unnöthig weit erhebe, verſieht man das Ventil mit einem Knopf K, welcher beim Ausſchieben gegen ein feſtes Hinderniß, z. B.

Fig. 705.

Fig. 706.



in Fig. 705 gegen den Steg EE, oder in Fig. 706 gegen einen Bolzen L am Deckel des Ventilgehäuſes ſchlägt.

Klappventile ſind in den Figuren 707 und 708 abgebildet. Das einfache Klappenventil in Fig. 707 beſteht aus einem Lederſtück von

Fig. 707.

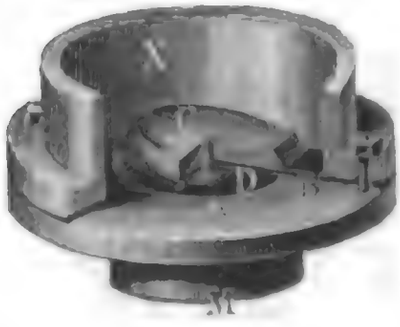
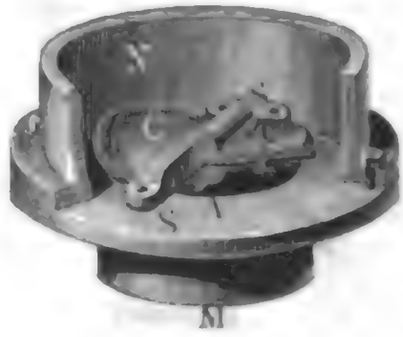


Fig. 708.



Rindsleder (ſogenanntem Pfundleder), welches ſo ausgeſchnitten iſt, daß es einen Kreis mit einem radial auslaufenden Lappen B bildet und daher nicht allein die Mündung A der Röhre M bedeckt, ſondern auch mit dem Ende dieſer Röhre auf einer Seite befeſtigt werden kann. Um dieſer Lederklappe die nöthige Starrheit zu verſchaffen, bedeckt man ſie noch durch zwei Eiſenplatten, und zwar oben durch eine größere Platte C, welche wie die Lederſcheibe 1 bis 2 Zoll über den Rand der Mündung A weg greift, und unten durch eine kleinere Platte D, welche nicht ganz bis zum Rande der Mündung reicht, und daher ohne Hinderniß in dieſe eintreten kann. Ein oder mehrere Schraubenbolzen oder Nieten verbinden beide Platten ſammt dem zwiſchenliegenden Leder feſt mit einander.

Bei ſehr weiten Röhren wendet man ſtatt der einfachen Kreisplatte zwei halbkreis- oder ſegmentförmige Platten an, wie Fig. 708 vor Augen führt.

Digitized by Google

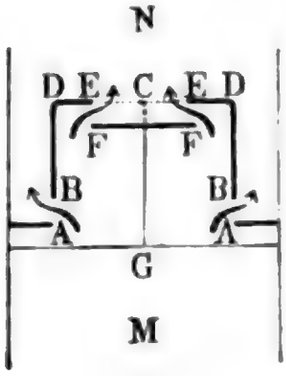
Hier ruht die Lederklappe CC in der Mitte auf einem diametral laufenden Steg, und wird durch einen zweiten an den Enden feſtzuſchraubenden Steg SS darauf feſtgehalten. Uebrigens wird auch hier jeder der beiden Flügel der Klappe oben und unten von Eiſenplatten bedeckt. Pumpenventile

Fig. 709.

Um das Aufklappen ſchwerer Ventile zu erleichtern, giebt man denſelben auch eine Neigung, zumal wenn ſie die Mündungen horizontaler Röhren bedecken. Solche Ventile erhalten auch wohl ſtatt der Lederklappen beſondere Scharniere mit Drehaxen, und bilden dann förmliche Fallthüren. Der Durchſchnitt einer ſolchen Ventilklappe zum Verſchluß einer parallelepipediſchen Röhre iſt in Fig. 709 abgebildet. Es iſt hier AB die eigentliche Klappe, ferner AD ein auf ihr feſtſitzendes, ſowie EF ein mit der Röhre R ein Ganzes bildendes Ohr und C die durch beide Ohren hindurchgehende Drehungsaxe.

§. 355. Bei großen Pumpenwerken bringt man in neueren Zeiten nicht ſelten die doppelſitzigen Ventile (franz. soupapes à double siège; engl. double beat valves) nach Harvey und Weſt in Anwendung. Dieſe Ventile ſind den doppelſitzigen Dampfventilen (ſ. Bd. II, §. 414, Fig. 662) nachgemacht. Das glockenförmige Ventil BDE, Fig. 710, ruht mit der weiteren Mündung BB auf dem ringförmigen Sitze AA und mit der engeren Mündung auf dem tellerförmigen Sitze FF, und bietet daher bei ſeiner Eröffnung dem Waſſer zwei ringförmige Mündungen $ABBA$ und $FEEF$ zum Durchſtrömen dar. Bezeichnen r und r_1 die Halbmeſſer CD und CE der Ventilmündungen, und iſt s die Größe $AB = FE$ des Ventilſchubes, ſo hat man den Inhalt des Querſchnitts der Durchgangsmündungen:

Fig. 710.



$$F_1 = 2\pi r s + 2\pi r_1 s = 2\pi s\,(r + r_1).$$

Bezeichnet ferner z die durch die Höhe einer Waſſerſäule gemeſſene Differenz zwiſchen dem Waſſerdrucke unter dem Ventile und dem über demſelben, ſo hat man die Kraft, mit welcher das Waſſer das Ventil zu heben ſucht:

$$\pi\,(r_1^2 - r^2)\,z\gamma,$$

und iſt nun dieſe Kraft größer als das Ventilgewicht G, alſo

$$\pi\,(r^2 - r_1^2)\,z\gamma > G,$$

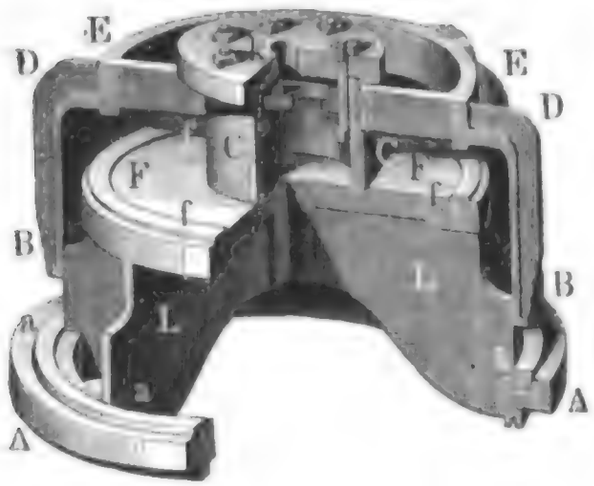
ſo findet dieſes Aufheben auch wirklich ſtatt.

Pumpenventile.

Bei Saugventilen iſt $z = k - h_0$, d. i. die Waſſerbarometerhöhe k minus der Saughöhe h_0, vom Unterwaſſerſpiegel bis zum Ventilſitz gemeſſen.

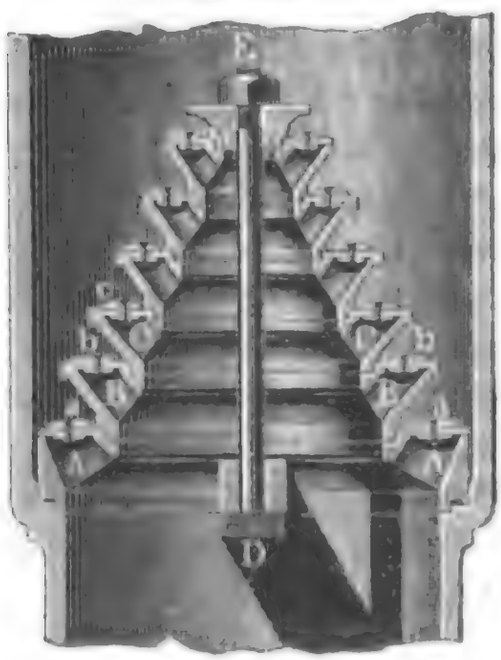
Die ſpecielle Einrichtung eines ſolchen doppelſitzigen Pumpenventiles iſt aus Fig. 711 zu erſehen. Es iſt auch hier $BDEEDB$ die bewegliche Glocke oder das eigentliche Ventil, ſowie AA der weitere ringförmige, und FF der engere, tellerförmige Ventilſitz. Die ringförmigen Berührungsflächen ſind genau abzudrehen, auch läßt man wohl die Ventile auf beſondere, aus Holz oder einem weicheren Metalle beſtehende Ringe aaa und fff aufſchlagen. — Die Flügel LL dienen dem Teller FF als Stütze und dem Ventile zur Leitung. Den letzteren Zweck hat aber auch der auf FF ſitzende Cylinder CC, welchen das Ventil mittels eines Ringes umfaßt, und der über CC vorragende und auf CC aufgeſchraubte Teller k verhindert das zu große Ausſchieben des Ventiles.

Fig. 711.



Da die gewöhnlichen Doppelſitzventile zu ihrer Eröffnung noch immer einen Ueberdruck von 2 bis 5 Pfd. pro Quadratzoll erfordern, dieſelben auch zu ſtark aufſchlagen, wenn man ihren Hub nicht auf 3 bis 4 Zoll beſchränkt, und da ſie überhaupt dem Durchgang des Waſſers mehrfache Hinderniſſe in den Weg legen, ſo hat man in neueren Zeiten noch andere Pumpenventile in Vorſchlag und zur Ausführung gebracht. Hierher gehören die Ventile von Hosking, Jenkyn, Simpſon u. ſ. w. mit mehrfachen Durchgangsöffnungen.

Fig. 712.



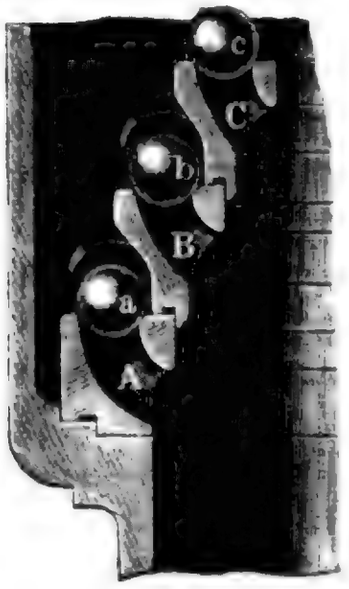
Beſonders zu beachten ſind die ſogenannten Kiemenventile (engl. gill valves) von Hosking, wovon Fig. 712 einen verticalen Durchſchnitt darſtellt. Dieſe Ventile beſtehen aus einer Reihe ringförmiger Ventilſitze $AA, BB, CC..$, welche in Form einer Pyramide über einander liegen und durch ringförmige Ventilklappen $aa, bb, cc..$ bedeckt ſind.

Digitized by Google

Dieſe Klappen beſtehen entweder aus Leder oder aus Kautſchuk und bilden entweder vollſtändige Ringe oder getrennte Ringſtücke. Jede dieſer Klappen wird durch den darüber befindlichen Ventilſitz feſtgehalten, und ſämmtliche Ventilſitze werden wieder durch einen Schraubenbolzen DE feſt mit einander verbunden. Statt der Klappen hat man auch mit Vortheil Kautſchukbälle a, b, c.. angewendet, welche in koniſchen Sitzen aufliegen und von beſonderen Gehäuſen, wie Fig. 713 vor Augen führt, eingeſchloſſen werden (ſiehe On Improvements in Pump Valves in The Artizan, Vol. XVII, May 1. 1859).

Pumpenventile

Fig. 713.

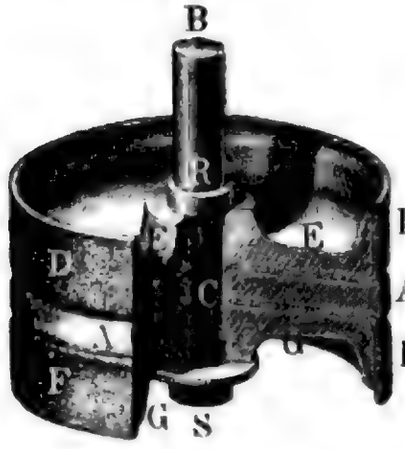


Bei den ſogenannten Kaſtenpumpen, von welchen in §. 361 die Rede iſt, ſind es ebenfalls ganze Reihen von Ventilen, durch welche das Waſſer in und aus dem Pumpencylinder gelangt.

§. 356. Die maſſiven Pumpenkolben (ſ. §. 345) gleichen den Treibekolben der Waſſerſäulenmaſchinen (ſ. Bd. II, §. 278), und beſtehen daher entweder aus einem niedrigen Cylinder, dem ſogenannten Kolbenſtocke, und der denſelben umgebenden Liderung, oder ſie bilden einen langen ungeliderten Cylinder, den ſogenannten Mönch, und werden durch eine in dem Pumpencylinder feſtſitzende Liderung abgedichtet. Der Kolbenſtock beſteht entweder aus Buchenholz, welches vorher in Oel gekocht wird, oder er wird aus Eiſen oder Bronze gegoſſen. Die Liderung beſteht bei den gewöhnlichen Pumpenkolben aus einfachen oder zuſammengenäheten Lederſtreifen, dem ſogenannten Stulpe, bei den Luft- und Warmwaſſerpumpen der Dampfmaſchinen, wo das Leder durch die Wärme zu ſehr leidet, aus Hanfzöpfen. Die Breite des Liderungskranzes iſt nach der Formel $b = 2$ Zoll $+ 0{,}1\,d$, wo d den Durchmeſſer des Kolbens bezeichnet, zu berechnen. Kolben für doppeltwirkende Pumpen müſſen natürlich zwei Liderungskränze erhalten. Einen ſolchen Kolben führt Fig. 714 vor Augen. Es iſt hier AA der eigentliche Kolbenſtock, BC die durch denſelben hindurchgehende Kolbenſtange, DD der eine und FF der andere Stulp, ferner EE der obere und GG der untere Stulpdeckel, endlich S eine über das untere Ende der

Pumpenkolben.

Fig. 714.



Digitized by Google

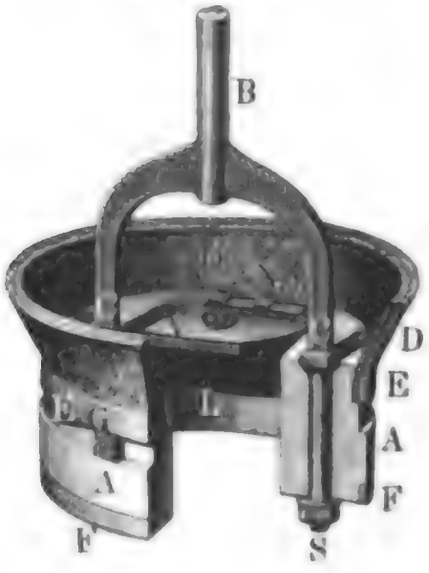
Pumpenkolben.

Kolbenstange greifende Schraube, womit diese Theile gegen einen aus der Kolbenstange vorstehenden Ring *R* gepreßt und zu einem Ganzen vereinigt werden.

Bei den Ventilkolben sind die Kolbenstöcke nach der Axenrichtung durchlocht, d. i. mit cylindrischen Löchern zum Durchgang des Wassers versehen, und besitzen Klappenventile, welche diese Durchgangscanäle von oben bedecken. Um den Durchgang des Wassers möglichst zu erleichtern, muß man der Durchgangsöffnung einen möglichst großen Querschnitt geben, und an der Stelle, wo das Wasser eintritt, abrunden. Wenn man das Ende der Kolbenstange nicht gabelt, sondern in gerader Linie durch den Kolbenstock führt, so erhält derselbe zwei Durchgänge und auch zwei Ventilklappen.

Ein hölzerner Ventilkolben mit gegabelter Kolbenstange und einer Durchgangsöffnung ist in Fig. 715 monodimetrisch abgebildet. Es ist *AA* der Kolbenstock, *CBCS* die das Ende der Kolbenstange bildende Gabel, welche mit ihren Zinken *CS*,*CS* durch den Kolbenstock geht und durch Schrauben, wie *S*, mit demselben fest verbunden wird.

Fig. 715.



Ferner ist *DD* der zusammengenähete und auf den Kolbenstock aufgenagelte Lederstulp, welcher durch einen von unten angetriebenen eisernen Ring *EE* festgehalten wird, sowie *FF* ein zweiter eiserner Ring, welcher in Vereinigung mit dem ersteren das Aufreißen des Kolbenstockes verhindert. Endlich ist *V* die oben durch Eisenblechtafeln bedeckte Lederklappe, welche das Kolbenloch *L* bedeckt und bei *N* auf den Kolbenstock aufgenagelt oder aufgeschraubt wird. Um das Zurückgehen des Ringes *EE* zu verhindern, werden einige Holz- oder Lederstücke wie *G* in die Rinne, welche derselbe vor seinem Auftreiben einnimmt, genagelt.

Ein eiserner Ventilkolben mit einfacher Kolbenstange und zwei Kolbenlöchern ist in Fig. 716 ebenfalls monodimetrisch abgebildet. Es ist hier *AA* der gußeiserne Kolbenstock, *BB* der Lederstulp, welcher auf der konischen Außenfläche des Kolbenstockes festsitzt und auf demselben durch den oben zugeschärften schmiedeeisernen Ring *CC* festgehalten wird; ferner ist *DE* die Kolbenstange, mit welcher der Steg *F* ein Ganzes ausmacht, und *GG* ein von unten über die Kolbenstange gesteckter Steg, sowie *H* ein Keil, durch dessen Eintreiben der Kolbenstock zwischen den Stegen festge-

Digitized by Google

klemmt und mit der Kolbenſtange feſt verbunden wird; endlich ſind K und K die beiden von Eiſenplatten bedeckten ledernen Ventilklappen, welche die beiden kreisſegmentförmigen Durchgangsöffnungen des Kolbens von oben bedecken. Pumpenkolben.

Bei den Luft- und Warmwaſſerpumpen der Dampfmaſchinen haben ſich die Ventilklappen mit Kautſchuk ſehr bewährt, da dieſelben beſſer abſchließen als die Metallventile. Die Einrichtung eines Pumpenkolbens mit ſolchen Kautſchukventilen iſt aus Fig. 717 I. zu erſehen. Der Pumpenkörper be-

Fig. 716.

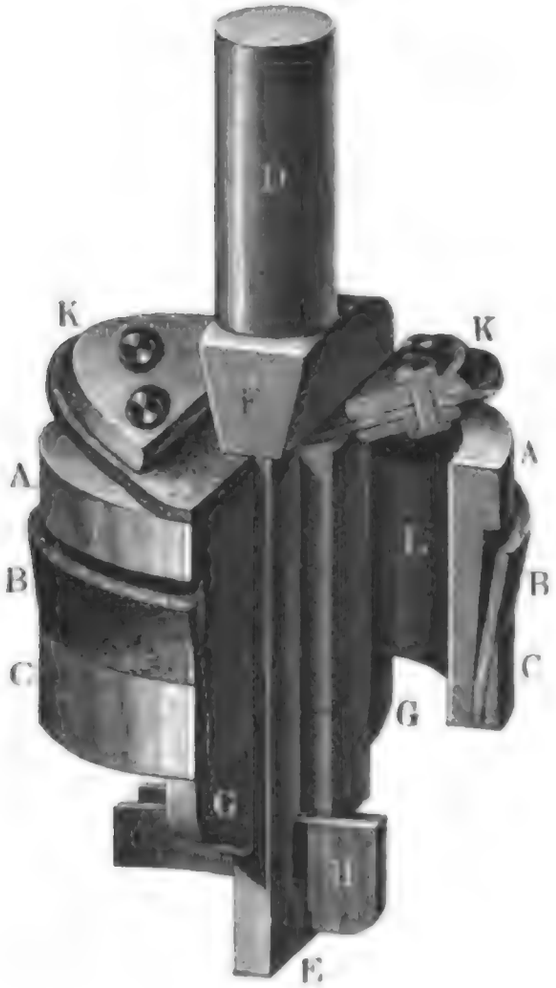
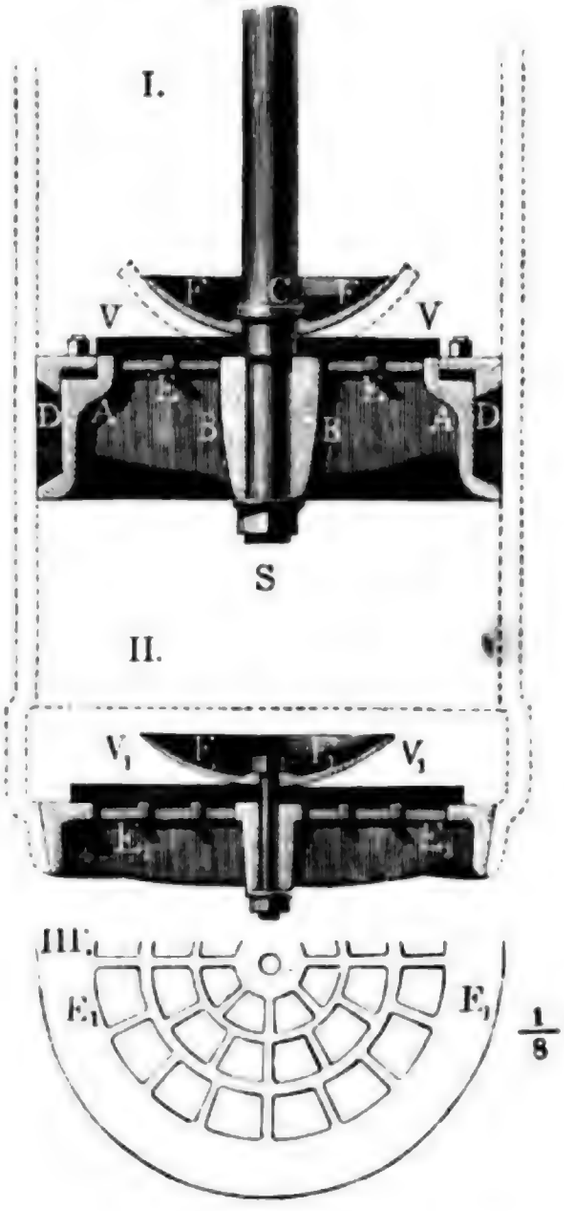


Fig. 717.



$\frac{1}{8}$

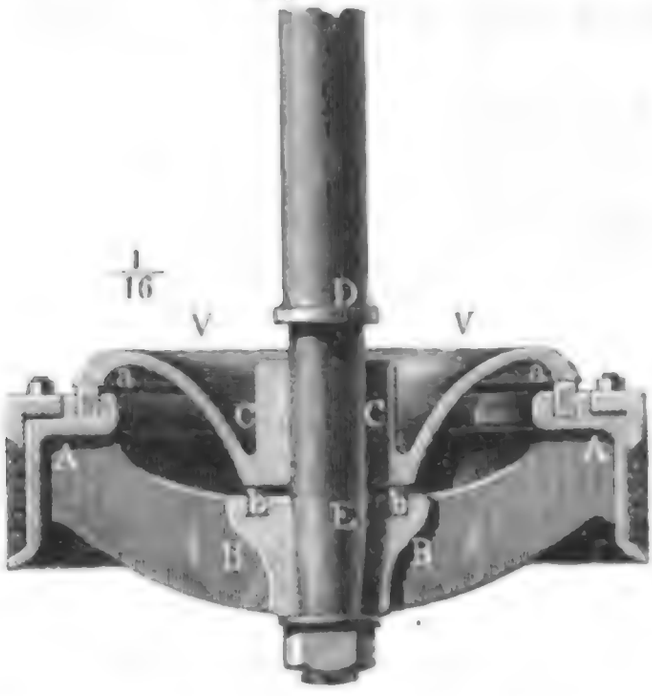
ſteht hier aus einem Kranze AA, welcher durch vier Arme mit der Hülſe BB, durch welche das Ende der Kolbenſtange CS hindurchgeht, verbunden iſt. Die Liderung oder Packung DD beſteht aus Hanfzöpfen und iſt dieſelbe wie bei einem Dampfkolben mit Hanfliderung (ſ. Band II, §. 408, Fig. 648). Die das Ventil bildende Kautſchuk- oder Gummiplatte VV ruht auf einem Gitter EE, welches auf den Armen des Kolbenſtockes feſt-

Digitized by Google

Pumpenkolben.

sitzt, und legt sich beim Aufgehen an einen auf der Kolbenstange festsitzenden Teller FF. In Fig. 717, II. ist das genau wie das Kolbenventil eingerichtete Fuß- oder Saugventil $V_1 V_1$, sowie in Fig. 717, III. die gitterförmige Lagerplatte $E_1 E_1$ desselben abgebildet. Um das Strecken der Kautschukplatten zu verhindern, giebt man denselben eine Leinwandeinlage.

Fig. 718.



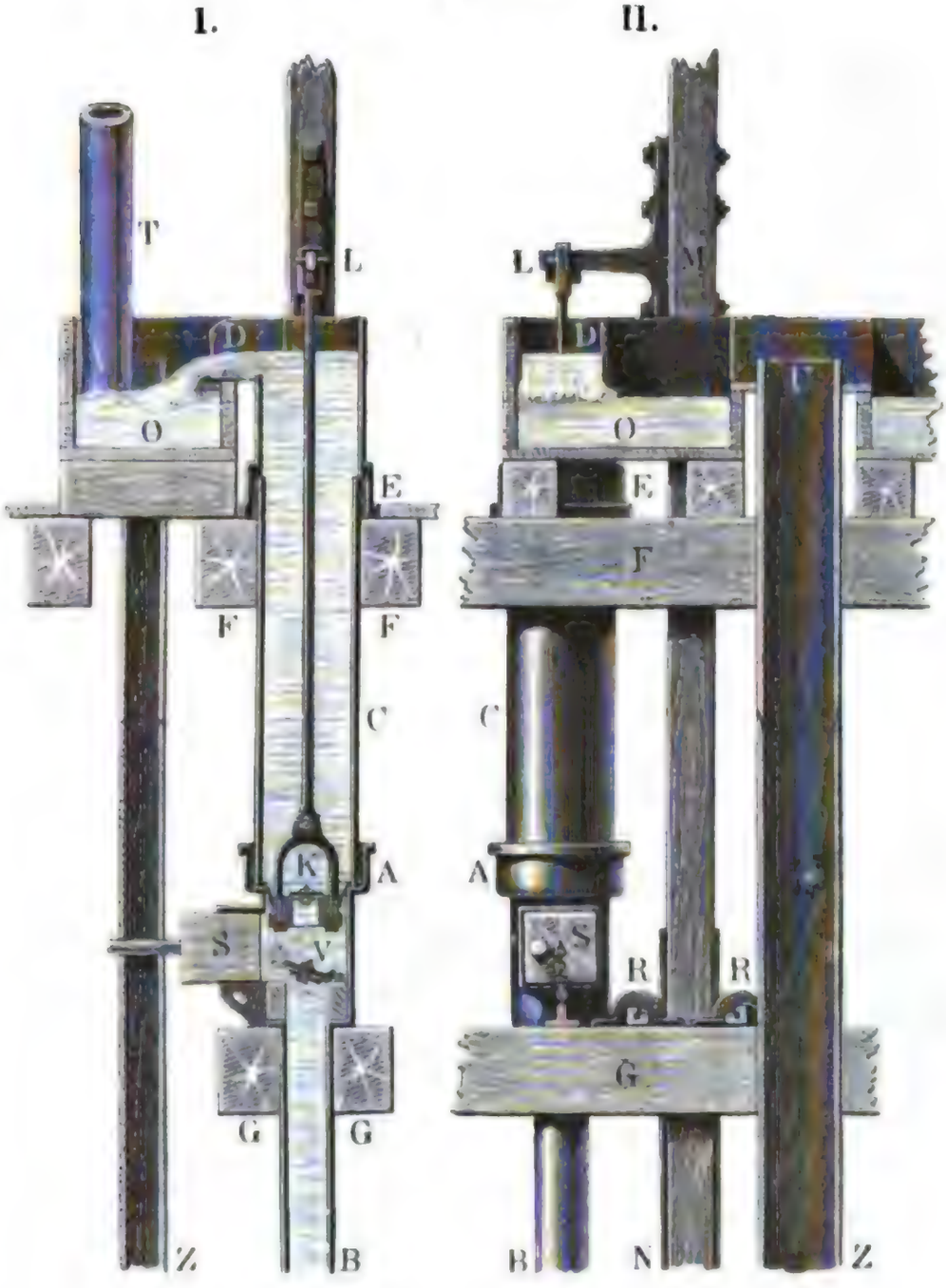
Endlich hat man noch Luft- und Warmwasserpumpenkolben mit metallenen Doppelventilen, wie Fig. 718. Der Kolbenstock AA ist hier ähnlich geformt wie bei dem Kolben in Fig. 717; aber das Ventil VV besteht hier aus einem gußeisernen Teller und ist mittels einer Hülse CC auf dem abgedrehten Theil DE der Kolbenstange bis zum Anlauf D verschiebbar. Den Abschluß bewirken zwei in den Kolbenstock eingesetzte Messingringe $a\,a$ und $b\,b$, auf welche der Ventilteller aufgeschliffen ist.

Saugsatz.

§. 357. Die specielle Einrichtung einer Saugpumpe oder eines sogenannten Saugsatzes, wie er beim Freiberger Bergbau angewendet wird, ist aus den Abbildungen Fig. 719 I. und II. zu ersehen. Es besteht hier der gußeiserne Pumpencylinder in einer einfachen Röhre, der sogenannten Kolbenröhre C. Dieselbe sitzt in dem oben ausgeschnauzten Ventilgehäuse oder unterem Satzstück AB, welches zugleich den Anfang oder den oberen Theil B der Saugröhre bildet, und ist am oberen Ende mit dem ebenfalls ausgeschnauzten Ausguß- oder oberen Satzstück DE verbunden. Beide Satzstücke ruhen auf den sogenannten Satzhölzern F,F und G,G auf. Das Loch, von welchem aus das Saugventil V untersucht und nach Befinden reparirt wird, ist durch einen hölzernen Spund S verschlossen. Die Kolbenstange KL wird an einen Arm LM, den sogenannten Krumms, angeschlossen, welcher mittels drei Schrauben fest mit dem Schachtgestänge MN verbunden ist. Um dem Biegen des letzteren in Folge des excentrischen Angriffes der Pumpenlast entgegenzuwirken, läßt man dieses Gestänge zwischen den sogenannten Gestängwalzen R,R auf- und niedergehen. Das gehobene Wasser wird mittels des Ausgusses D in den sogenannten Satzkasten O geleitet, über dessen Boden die nächst höhere Saugröhre T

einmündet. Wenn der Satz MCB mehr Waſſer in den Kaſten O aus- gießt, als der folgende Satz hebt, und daher das Waſſer in dieſem Kaſten Saugſatz.

Fig. 719.

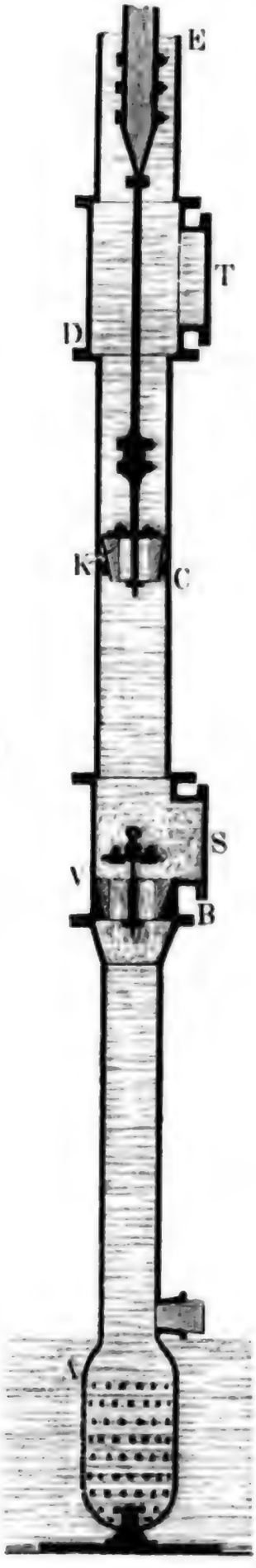


ſehr hoch ſteigt, ſo fällt ein Theil des Waſſers durch den Lutter UZ zu- rück in den unteren Satzkaſten, worin die Saugröhre B mündet.

In manchen Bergwerksrevieren wendet man auch ſogenannte hohe Sätze an, welche ſich von dem im Vorſtehenden beſchriebenen Saugſatz im Weſent- lichen dadurch unterſcheiden, daß hier auf das Kolbenrohr noch mehrere Röhren aufgeſetzt ſind, welche eine längere Steigröhre (ſ. §. 345) bilden. Der verticale Durchſchnitt eines ſolchen Satzes iſt in Fig. 720 (a. f. S.) ab- gebildet. Es iſt hier C die Kolbenröhre, AB die Saugröhre und DE die Steigröhre, ferner iſt B die Ventilkammer für das Saugventil V mit der

Hohe Edge. durch eine Eisenplatte *S* verschlossenen Seitenmündung, wodurch die Besichtigung, etwaige Reparatur u. s. w. des Ventiles ermöglicht wird. Um auch zum Kolben und Kolbenventil bequem gelangen und, wenn es nöthig ist, Reparaturen an denselben vornehmen zu können, ist über der Kolbenröhre ein zweites Gehäuse *D* mit einer Seitenöffnung angebracht, welche ebenfalls durch eine Eisenplatte *T* verschlossen wird. Das untere Ende der Saugröhre ist birnförmig erweitert, und, zum Abhalten von Unreinigkeiten, mit vielen feinen Eintrittslöchern versehen.

Fig. 720.



§. 358. Man kann auch die Steighöhe bei Pumpen mit Ventilkolben dadurch vergrößern, daß man die Kolbenstange derselben durch eine Stopfbüchse führt, und die Steigröhre seitwärts in den Pumpencylinder einmünden läßt. Der verticale Durchschnitt einer solchen Construction ist in Fig. 721 abgebildet. Es

Fig. 721.

Digitized by Google

iſt hier CC der Pumpencylinder mit dem Seitenrohr D, worauf die Steigröhre zu ſtehen kommt, ſowie B die Ventilkammer mit dem Anſatzrohr A für die Saugröhre. Das Ganze ruht mittels der an B angegoſſenen Füße EE auf den Schwellen SS. Der Ventilſitz beſteht aus zwei rectangulären Rahmen GG, welche ſich unter einer Neigung von 45 Grad gegen eine verticale Wand BF ſtützen; die Ventile VV ſind meſſingene Fallthüren und ſchlagen mittels angegoſſener Naſen bei ihrer Eröffnung gegen die verticalen Seitenwände der Ventilkammer. Der Kolbenſtock KK, welcher in der Abbildung nur halb durchſchnitten dargeſtellt wird, iſt eine kurze Meſſingröhre mit einer zum Einlegen der Liderung L dienenden Nuth und einer die Angeln der halbkreisförmigen Ventilplatten WW tragenden Scheidewand M. Um einen möglichſt gleichförmigen Ausguß zu erhalten, läßt man die Kolbenſtange OP in einen hohlen Mönch NO endigen, an welchen dann der Kolbenſtock mittels eines Bügels und durch eine Schraube H befeſtigt wird. Nimmt der äußere Querſchnitt dieſes Mönchs die Hälfte des Querſchnitts des Pumpencylinders ein, ſo hebt die Pumpe beim Niedergang ebenſo viel Waſſer als beim Aufgang (ſ. §. 349), und iſt hierbei noch die Saughöhe ſehr klein gegen die Steighöhe, ſo fällt auch die Kraft beim Aufgang des Kolbens nicht viel größer aus als die Kraft beim Niedergang. Hebe Sätze.

Man kann auch den gewöhnlichen Ventilkolben durch eine außen abgedrehte Röhre erſetzen, welche in ihrem Inneren ein Ventil trägt und in den zu dieſem Zwecke mit Stopfbüchſen verſehenen Enden der Saugröhre und der Steigröhre auf- und niedergeſchoben wird. Es gehören hierher die Perſpectivpumpen von Althans und Rittinger. Die erſteren Pumpen ſind zuerſt vom Herrn Bergrath Althans bei der Waſſerſäulenmaſchine auf der Grube Pfingſtwieſe bei Ems angewendet worden. Sie haben noch das Eigenthümliche, daß hier der Kolben aus zwei in einanderſteckenden Röhren beſteht, ſo daß man je nach dem Bedürfniß entweder nur die innere oder beide Röhren vereinigt auf- und niedergehen laſſen kann. Die Einrichtung einer Rittinger'ſchen Perſpectivpumpe iſt, wie ſie beim Bergbau in Joachimsthal und Schemnitz angewendet wird (ſ. Polytechn. Centralblatt 1851, ferner Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmänniſchen Maſchinenweſen u. ſ. w. 1856), aus dem verticalen Durchſchnitt Fig. 722 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt hier V das am Ende A der Saugröhre ſitzende Saugventil, W das in dem röhrenförmigen Kolben $CCDD$ ſitzende Steig- oder Kolbenventil, ferner BB der die eigentliche Kolbenröhre bildende Aufſatz auf der Saugröhre, EE die Steigröhre, endlich iſt CC die auf der Kolbenröhre BB feſtſitzende Stopfbüchſe, womit das untere Ende des Röhrenkolbens umgeben iſt, und DD die Stopfbüchſe, welche auf dem oberen Ende der Röhrenkolbens feſtſitzt und das abgedrehte Ende der Steigröhre EE Perſpectivpumpen.

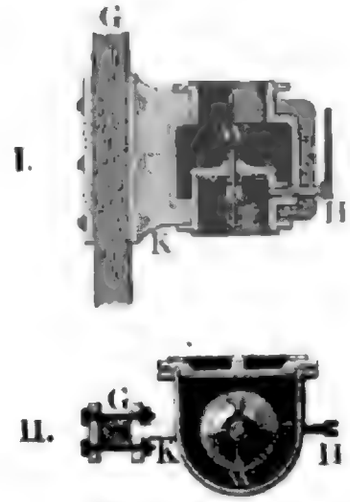
Digitized by Google

Perspectiv-pumpen

umgiebt. Die Art und Weise wie der Röhrenkolben *CCDD* an das auf- und niedergehende Gestänge angeschlossen ist, führen die beiden Durchschnitte I. und II. in Fig. 723 vor Augen. Es ist auch hier *W* das Kolbenventil, ferner *G* das Gestänge und *K* der mit dem Ventilgehäuse ein Ganzes bildende und an das Gestänge angeschraubte Pumpenarm oder sogenannte Krumms.

Fig. 722.

Fig. 723.



Der von außen mit einer Handhabe versehene Hahn *H* dient zum Ablassen des Wassers aus dem Ventilraum. Bei den Perspectivpumpen von Althans ist der Röhrenkolben mittels Doppelarme und besonderer Kolbenstange an das Gestänge angeschlossen, und daher der Angriff der Kraft ein vollkommen centrischer. S. Prechtls techn. Encyclopädie. Bd. 11. Art. Pumpen.

Damit diese Pumpe beim Aufgang und Niedergang gleichviel Wasser giebt, macht man auch hier den äußeren Querschnitt des Steigrohrs halb so groß als den des Röhrenkolbens, d. i. den Durchmesser des ersteren $= \sqrt{1/2} = 0{,}707$ des Durchmessers vom letzteren.

Diese Pumpen haben mit den gewöhnlichen Mönchspumpen den Vorzug, daß sie leichter zu beaufsichtigen und zu schmieren sind, und sich auch beim Heben von unreinem oder sandigem Wasser gut anwenden lassen.

Saug- und Druckpumpen.

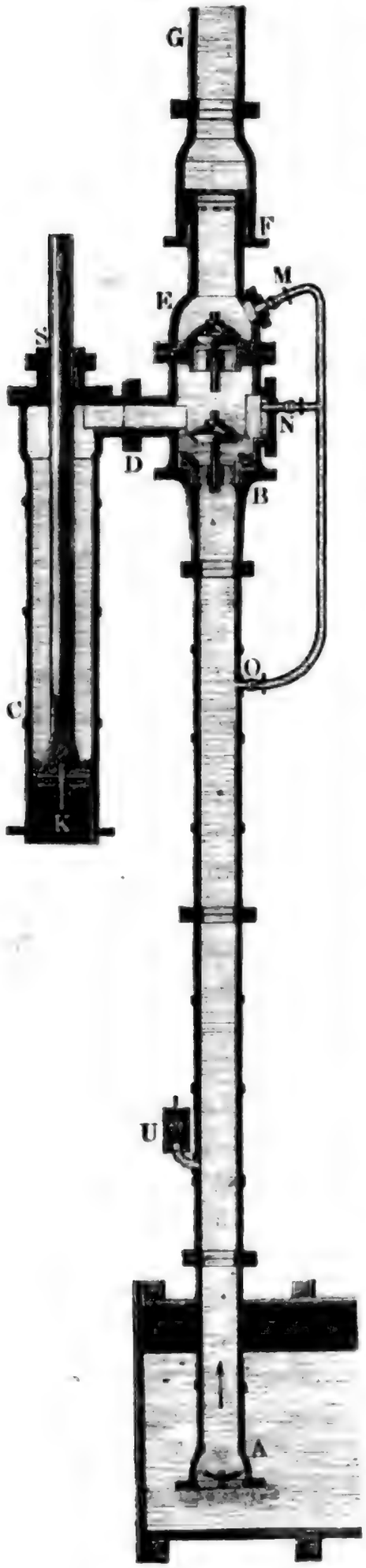
§. 359. Eine vorzügliche Saug- und Hubpumpe mit massivem Kolben ist in Fig. 724 abgebildet. Dieselbe gehört zu der in Band II. (§. 293) beschriebenen Wassersäulenmaschine zu Huelgoat in der Bretagne, und wird von dieser unmittelbar so in Bewegung gesetzt, daß sie in der Minute $5\,1/2$ Spiele zu je 2,3 Meter Hub macht. Die gedachte Wassersäulenmaschine hat bei einem Gefälle von 61 Meter einen Treibkolben von 120 Centim. Durchmesser, wogegen die von ihr bewegte Pumpe mittels eines Kolbens von $42\,1/4$ Centimeter Durchmesser, das Wasser 230 Meter hoch hebt. In der Abbildung ist *AB* die $27\,1/2$ Centimeter weite Saugröhre, *B* die Ven-

Digitized by Google

tilkammer für das Saugventil, E die für das Steigventil und FG das untere Stück der Steigröhre. Die Einmündung der Saugröhre befindet ſich ungefähr $^1/_2$ Meter unter dem Unterwaſſerſpiegel und iſt mit einem aus zwei Klappen beſtehenden Fußventile A verſehen. Die Saughöhe beträgt circa 6 Meter, folglich die Steighöhe $230 - 6 = 224$ Meter. Die Ventilkammer B und der unten offene Pumpencylinder CD ſind durch ein Halsſtück D unmittelbar mit einander verbunden. Der Pumpencylinder und die Kolbenſtange KS ſammt dem mit ihr ein Ganzes bildenden Kolbenſtock, ſowie auch die Ventile beſtehen aus Bronze. Um einen luft- und waſſerdichten Abſchluß des Kolbens und des Kolbenſtocks zu erlangen, iſt der erſtere ſowohl mit einem nach unten als auch mit einem nach oben gerichteten Lederſtulp verſehen und letzterer durch eine mit Lederſcheiben ausgefüllte Stopfbüchſe geführt. Die Verbindung der Steigröhre mit der Ventilkammer E wird ebenfalls durch einen Lederſtulp bewirkt. Man kann daher auch nach gehöriger Schraubenlöſung das Halsſtück EF etwas aufwärts ſchieben, und die Kammer BE abnehmen, wenn es darauf ankommt, neue Ventile einzuſetzen.

Saug- und Druckpumpen

Fig. 724.



Noch iſt die Pumpe mit einer engen Röhre MNO verſehen, wodurch der Raum zwiſchen beiden Ventilen ohne Eröffnung der Ventile, ſowohl mit der Steigröhre als auch mit der Saugröhre in Verbindung geſetzt und die ganze Pumpe vor dem Ingangſetzen derſelben mit Waſſer angefüllt werden kann. Eröffnet man bei gefüllter Steigröhre die Hähne M und O, ſowie auch einen engen Hahn, welcher aus der Kammer

Digitized by Google

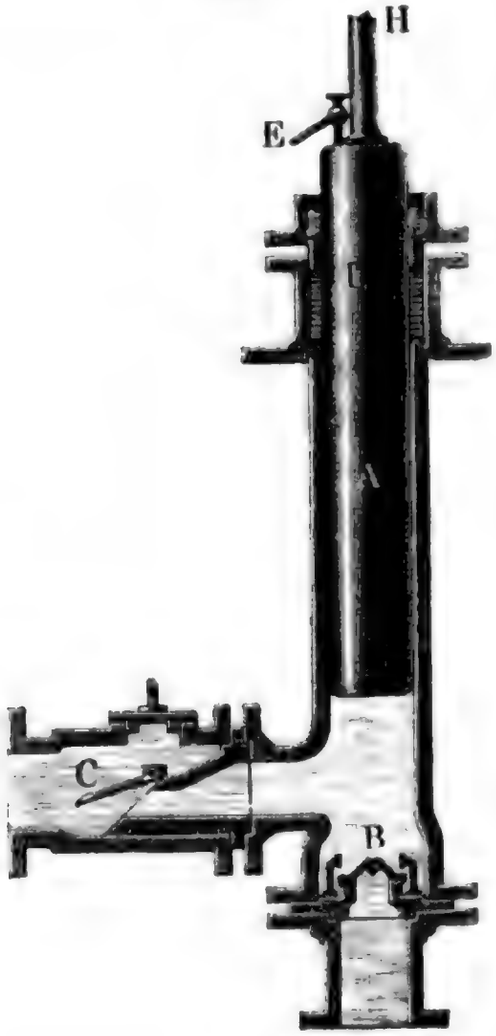
Saug- und Druckpumpen.

BE in die freie Luft führt, so fließt das Wasser auf dem Wege MO in die Saugröhre AB, und die in derselben befindliche Luft hebt das Ventil und strömt durch den Seitenhahn in das Freie. Um den Pumpenraum und die Ventilkammer BE ganz mit Wasser anzufüllen, öffnet man auch noch den Hahn N so lange, bis die Luftausströmung durch den Seitenhahn in ein Ausfließen von Wasser übergeht.

Endlich befindet sich in der Saugröhre ein durch eine Art Sicherheitsventil verschlossenes Seitenröhrchen, an welchem das wasserdichte Abschließen der Ventile zu erkennen ist. Schließt das Saugventil nicht gehörig ab, so tritt beim Aufgang des Pumpenkolbens die Saugröhre mit der Steigröhre in Communication, es hebt sich in Folge dessen das Probeventil U und läßt Wasser ausströmen. Dasselbe findet auch bei einem unvollkommenen Abschluß des Steigventiles statt, wenn man während des Stillstandes der Maschine die Hähne N und O eröffnet.

Die Maschine hat, so lange die Pumpe ganz mit Wasser angefüllt ist, einen ganz sanften Gang, wobei die Kolbengeschwindigkeit bei jedem Auf- oder Niedergang mit Null beginnt, sich anfangs allmälig steigert, nachher wieder allmälig abnimmt und zuletzt wieder in Null übergeht. Hat sich aber, etwa in Folge des unvollkommenen Abschließens der Liderung, Luft in der Ventilkammer BE angesammelt, so erfolgt die Eröffnung des Steigventiles erst dann, wenn diese Luft bis zu einem gewissen Grade zusammengedrückt ist und der Kolben eine größere Geschwindigkeit angenommen hat. Es muß hierbei auch die ganze Wassermasse in der Steigröhre diese Geschwindigkeit plötzlich annehmen und daher eine Erschütterung der ganzen Maschine erfolgen.

Fig. 725.



Mönchspumpen.

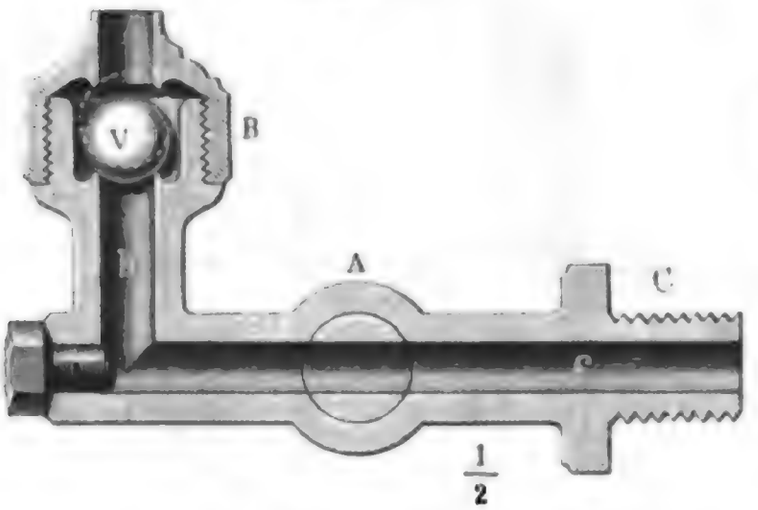
§. 360. Die Druckpumpen, welche das Wasser beim Kolbenniedergange emporbrücken, lassen sich mittels eines langen Gestänges nicht direct in Bewegung setzen, weil sich dieses zu stark biegen würde; sie kommen daher entweder nur dann zur Anwendung, wenn der Pumpenkörper nahe bei der Kraftmaschine steht, oder wenn sie das Wasser durch das Gewicht des niedergehenden Gestänges emporbrücken. We-

Digitized by Google

gen des leichteren Inſtandhaltens der Liderung wendet man in den neueren Zeiten bei den Druckpumpen faſt nur Taucher- oder Mönchskolben an, wie *A*, Fig. 725. Bei der hier abgebildeten Pumpe beſteht das Saugventil *B* aus zwei und das Druckventil *C* aus einer geneigten Klappe. Um die unter der Stopfbüchſe oder an der höchſten Stelle des Pumpencylinders ſich etwa anſammelnde Luft zu entfernen, führt man einen engen Canal *D* durch den Kolben *A*, welcher den inneren Pumpenraum mit der äußeren Luft in Communication ſetzt. Wenn nun der die Ausmündung dieſes Canales bildende Hahn *H* mittels des Hebels *E* von Zeit zu Zeit geöffnet wird, ſo begegnet man dadurch einer ſtärkeren und auf das Kolbenſpiel nachtheiligen Anhäufung von Luft im Pumpencylinder. Mönchspumpen.

Ein ſtetig wirkendes und ſehr zweckmäßiges Mittel zur Entfernung der Luft aus dem Pumpenraum iſt der Ventilhahn vom Herrn Profeſſor Reuleaux. Dieſer in Fig. 726 abgebildete Apparat beſteht im Weſentlichen in einem doppeltſitzigen Kugelventil *V* mit nur 3 bis 4 Millimeter Hub oder Spielraum. Wird derſelbe mittels des Gewindes *C* an den Pumpenkörper angeſchraubt und der mit ihm verbundene Hahn *A* geöffnet, ſo treibt der Pumpenkolben bei ſeinem Eintauchen die im Pumpenkörper befindliche Luft in die Röhre *cb*; dieſelbe hebt nun die als Ventil dienende Steinkugel *V* von ihrem unteren Sitze ab und drückt ſie gegen ihren oberen Sitz. Bei dem darauf erfolgenden Rückgange des Kolbens fällt die Kugel wieder in ihren unteren Sitz zurück. Beim darauf folgenden Kolbenniedergange hebt ſich die Kugel von Neuem und gelangt ſodann in eine ſchwingende Bewegung, welche ſo lange anhält, bis ſich die Röhre *cb* mit Waſſer anfüllt, welches dann die Kugel während des ganzen Kolbenſpieles gegen ihren oberen Sitz andrückt.

Fig. 726.



1/2

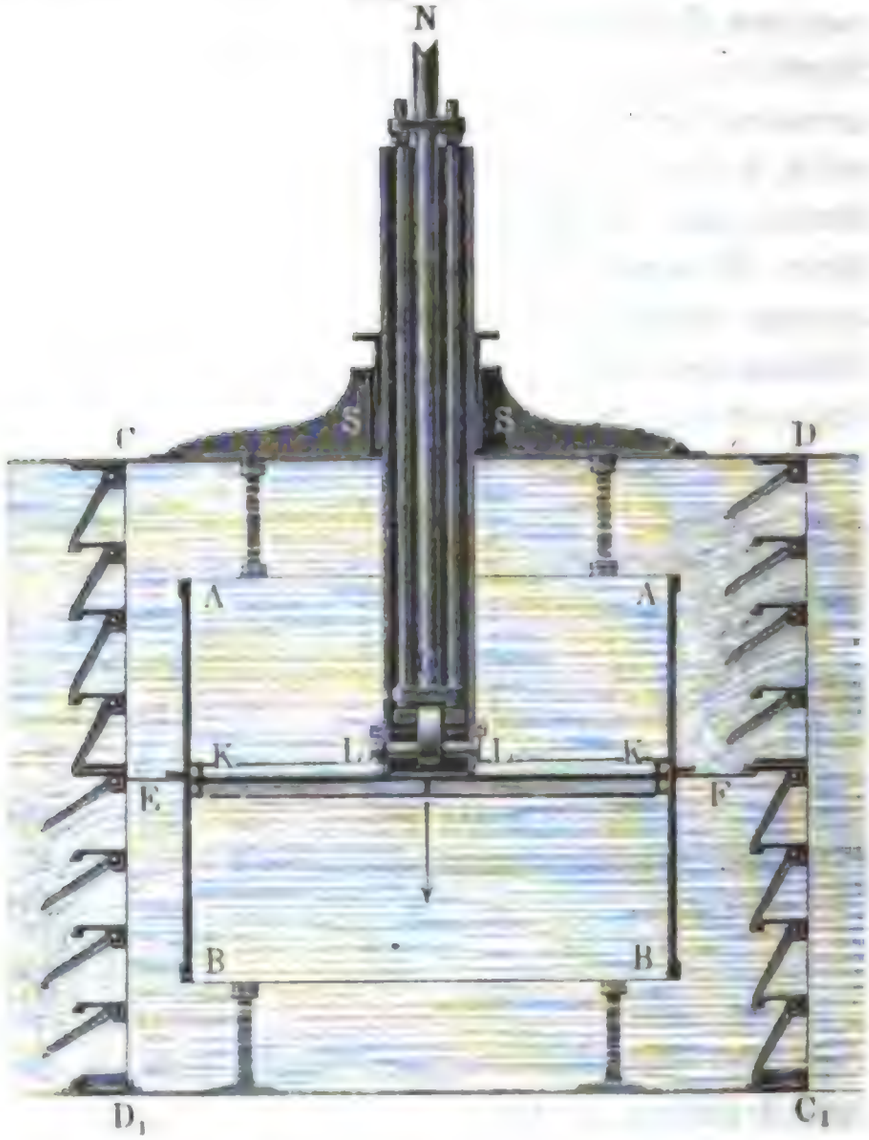
§. 361. Bei den Entwäſſerungsanlagen in Holland bringt man in neueren Zeiten mit Vortheil die ſogenannten Kaſtenpumpen des niederländiſchen Oberingenieurs Fynje in Anwendung. Dieſe Pumpen unterſcheiden ſich von den gewöhnlichen Pumpen dadurch, daß die Ventile derſelben nicht im Inneren der Pumpe, ſondern außerhalb derſelben an einem beſonderen Kaſten angebracht ſind. Der verticale Durchſchnitt einer dop- Kaſtenpumpen.

Digitized by Google

Kastenpumpen.

peltwirkenden Kastenpumpe ist in Fig. 727 abgebildet. Es ist hier $AABB$ der oben und unten offene und auf Füßen stehende Pumpencylinder, KK der

Fig. 727.



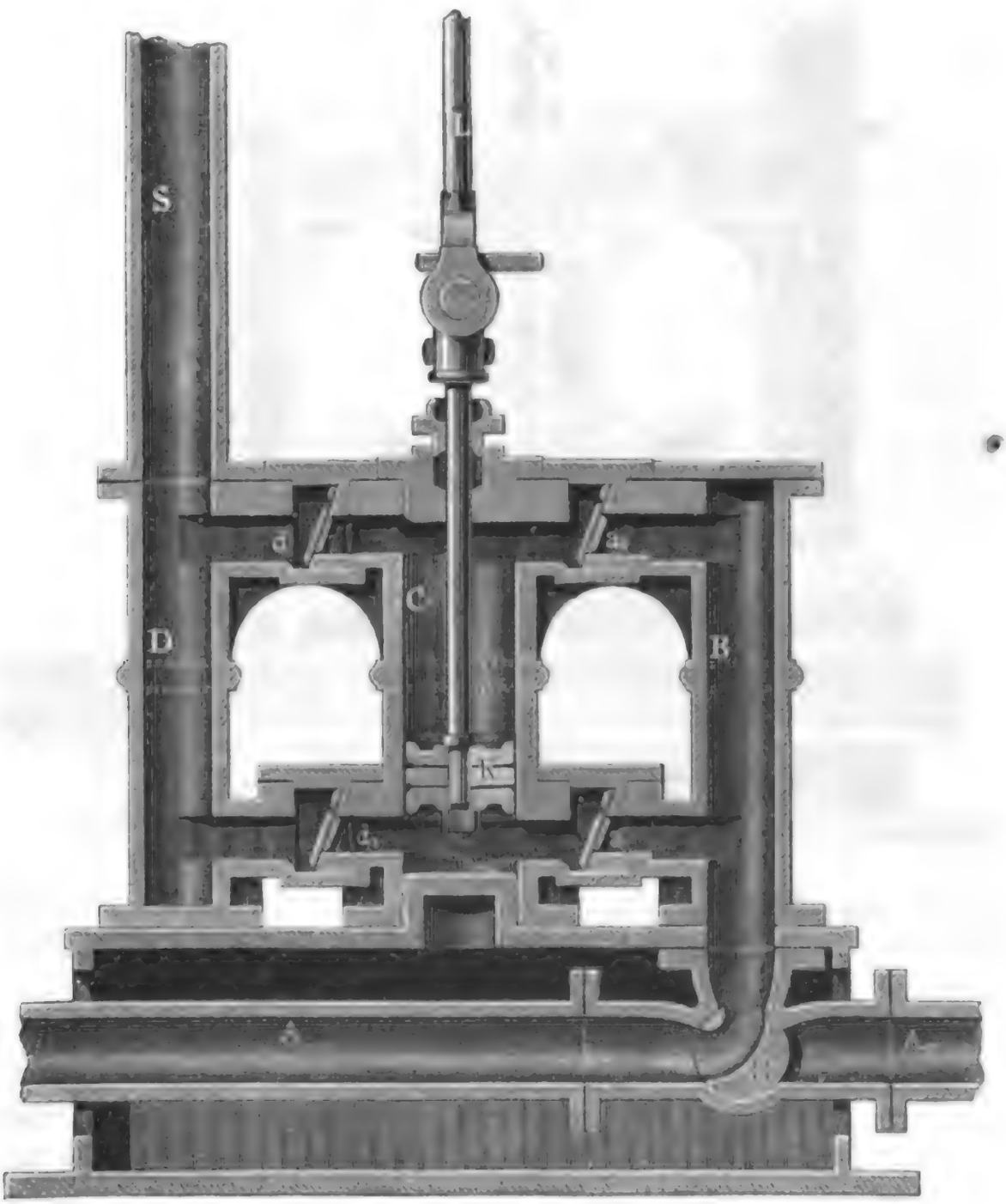
in demselben auf- und niedergehende und mit Holzreifen abgeliderte Kolben, ferner ist CDC_1D_1 ein diesen Cylinder umgebender Blechkasten, welcher durch eine rings um den Cylinder herumlaufende Scheidewand EF in zwei Kammern abgetheilt wird. Die mittels eines Bolzens LL an den Kolben angeschlossene Kolbenstange NO ist von einer ebenfalls mit dem Kolben fest verbundenen Röhre umgeben, welche durch eine Stopfbüchse SS im Deckel CD des Pumpenkastens geführt wird. Die offenen Seiten CD_1 und C_1D dieses Kastens sind mit gußeisernen Rahmen versehen, woran die gußeisernen und mit Holz bekleideten Ventile in etwas schräger Lage aufgehangen werden. Der Kastenraum steht auf der Seite C_1D mit dem Unterwasser, und auf der Seite CD_1 mit dem Oberwasser in Communication, es öffnen sich daher die an der ersteren hängenden Ventile nach innen und die an der zweiten hängenden Ventile nach außen. Diese Pumpen haben vor anderen Pumpen den großen Vorzug, daß sie dem Wasser

Digitized by Google

zum Ein- und Austritt aus derſelben ſehr große Querſchnitte darbieten, ſo daß daſſelbe hier eine Geſchwindigkeit anzunehmen nöthig hat, welche nahe gleich der des Kolbens iſt, daß folglich die letztere Geſchwindigkeit eine viel größere ſein kann, als bei den gewöhnlichen Röhrenpumpen, wo der Querſchnitt der Ventildurchgänge nur ein kleiner Theil iſt vom Kolbenquerſchnitte. Man läßt aber auch dieſe Pumpen mit einer mittleren Geſchwindigkeit von 4 bis 5 Fuß arbeiten (ſiehe »die Trockenlegung von Ländereien und die Kaſtenpumpen von Krüger«, in Erbkam's Zeitſchrift für das Bauweſen, 1858, auch Polytechn. Centralblatt 1858). Kaſtenpumpen

Eine doppeltwirkende Pumpe gewöhnlicher Conſtruction, hervorgegangen aus der Borſig'ſchen Maſchinenbauanſtalt, iſt in Fig 728 abgebildet. Doppeltwirkende Pumpen

Fig. 728.

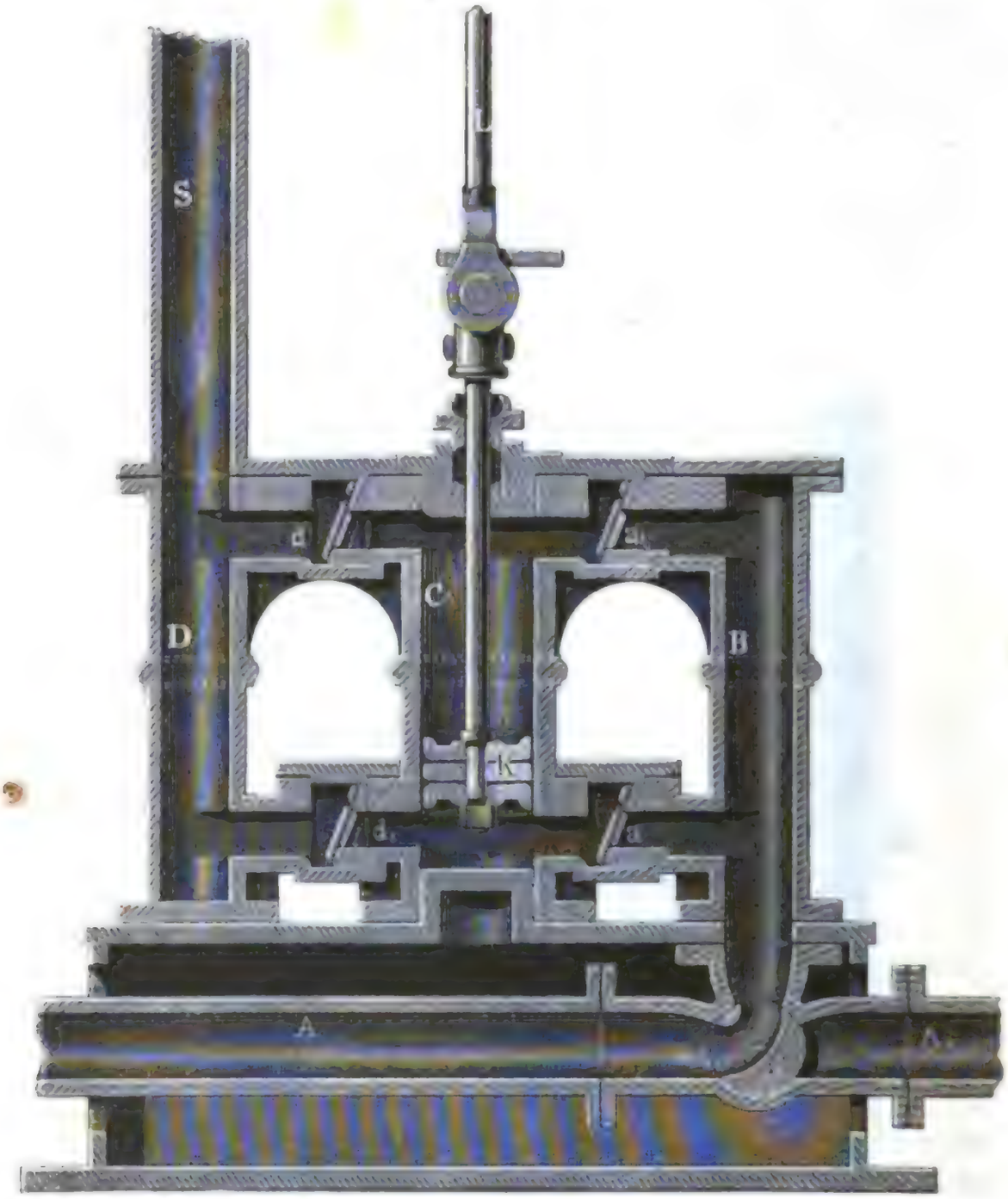


Digitized by Google

Doppeltwirkende Pumpe.

Es iſt hier der $5\frac{1}{4}$ Zoll weite Stiefel oder Pumpencylinder C mit den Ventilgehäuſen und den Röhrenſtücken B und D zum Zu- und Abführen des Waſſers aus einem Stücke gegoſſen. Die Kolbenſtange iſt

Fig. 729.



mittels einer Kurbelſtange L an einen umlaufenden Krummzapfen angeſchloſſen, und der letztere hat eine Armlänge von 4 Zoll, ſchiebt folglich den Kolben K bei jeder Umdrehung auf dem Wege von $2 . 4 = 8$ Zoll ein Mal hin und zurück. Das Waſſer kann, je nach der Stellung des Hahnes H, entweder durch das Rohr A oder durch das vielleicht in ein anderes Baſſin einmündende Rohr A_1 der Pumpe zugeführt werden. Die Ventilgehäuſe ſind von oben durch Oeffnungen zugänglich, welche mittels aufzuſchraubender Deckel verſchloſſen werden. Beim Kolbenaufgange ſind

Digitized by Google

die Ventile a und d, ſowie beim Niedergange deſſelben, die Ventile a_1 und d_1 geöffnet; es wird folglich bei beiden Bewegungen Waſſer angeſaugt und in das Steigrohr DS gedrückt.

§. 362. Bezeichnet F den Inhalt des Kolbenquerſchnitts und s den Kolbenhub, ſo iſt das theoretiſche Waſſerquantum, welches eine einfachwirkende Pumpe pr. Spiel hebt: Hubwaſſermenge einer Pumpe.

$$V = Fs;$$

folglich iſt bei n Spielen pr. Minute das Waſſerquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} Fs = \frac{Fns}{60} = \frac{Fv}{2},$$

wenn $v = \frac{2ns}{60} = \frac{ns}{30}$ die mittlere Kolbengeſchwindigkeit bezeichnet.

Bei einer doppeltwirkenden Pumpe iſt dagegen:

$$Q = \frac{n}{60} 2Fs = F \cdot \frac{2ns}{60} = Fv.$$

In Wirklichkeit iſt jedoch die gehobene Waſſermenge viel kleiner als das theoretiſche Waſſerquantum, welches dem vom Kolben durchlaufenen Raume entſpricht, weil ſelbſt bei der vollkommenſten Pumpe eine namhafte Waſſermenge während des Kolbenſpieles wieder zurückfällt. Dieſes Zurückfallen hat theils in dem unvollkommenen Abſchluß der Liderung und Ventile, theils in dem allmäligen, nicht momentanen Zurückfallen der letzteren ſeinen Grund. Läßt die Kolbenliderung oder eines der Ventile dem Waſſer eine kleine Durchgangsöffnung übrig, ſo fließt bei der Förderhöhe h das Waſſer mit der Geſchwindigkeit $w = \sqrt{2gh}$ durch dieſelbe zurück, und iſt f der Inhalt des Querſchnitts dieſer Oeffnung, ſo beträgt das auf dieſe Weiſe verloren gehende Waſſerquantum pr. Secunde

$$q = fw = f\sqrt{2gh},$$

alſo relativ, d. i. im Verhältniß zum Hubwaſſerquantum:

$$\frac{q}{Q} = \frac{f\sqrt{2gh}}{Fv}.$$

Hiernach fällt alſo der durch unvollkommenen Abſchluß der Liderung und der Ventile herbeigeführte Waſſerverluſt um ſo größer aus, je kleiner der Querſchnitt F und die Geſchwindigkeit v des Kolbens und je größer die Förderhöhe h iſt. Deshalb läßt man auch unvollkommene Pumpen ſchneller gehen als vollkommene, und wendet hier auch lieber mehrere Sätze an als einen einzigen, welcher das Waſſer auf dieſelbe Höhe fördert, wie die einzelnen Sätze zuſammen. Bei den Pumpen mit Maſſivkolben hat der unvollkommene Abſchuß des Kolbens noch den Nachtheil, daß hier während des Anſaugens Luft von außen durch die Liderung in den Pumpen-

Digitized by Google

Hubwassermenge einer Pumpe.

cylinder tritt, welche das vollständige Anfüllen des Cylinderraumes mit Wasser verhindert (vergl. §. 360).

Die Wassermenge, welche während des Zufallens eines Ventiles zurückfließt, läßt sich wie folgt annähernd bestimmen.

Ist V_1 das Volumen und ε das specifische Gewicht eines Körpers unter Wasser, so fällt derselbe mit der Acceleration

$$p = \frac{\text{Kraft}}{\text{Masse}} = \left(\frac{V_1 \varepsilon \gamma - V_1 \gamma}{V_1 \varepsilon \gamma}\right) g = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right) g$$

senkrecht nieder, und ebenso ist es auch bei einem geöffneten Ventile, welches auf beiden Seiten vom Wasser mit einer und derselben Kraft gedrückt wird. Bezeichnet s_1 die senkrechte Fallhöhe des Ventiles und t_1 die Fallzeit desselben, so hat man:

$$s_1 = \frac{p t_1^2}{2} = \left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}\right) \frac{g t_1^2}{2},$$

und daher

$$t_1 = \sqrt{\frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{s_1}{g}}.$$

Ist nun noch F_1 der Querschnitt der Durchgangsöffnung bei geöffnetem Ventile, und setzt man den mittleren Werth desselben für die Fallzeit t_1 des Ventiles $= {}^1/_2 F_1$, so erhält man das in dieser Zeit zurückfallende Wasserquantum:

$$v_1 = {}^1/_2 F_1 w t_1 = {}^1/_2 F_1 \sqrt{2gh} \sqrt{\frac{2\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{s_1}{g}} = F_1 \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} h s_1},$$

und sein Verhältniß zur ganzen Hubwassermenge:

$$\frac{q_1}{Q} = \frac{v_1}{V} = \frac{F_1}{Fs} \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} h s_1} = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}} \cdot \frac{F_1}{F} \cdot \frac{\sqrt{h s_1}}{s}.$$

Dieser Verlust wächst hiernach mit dem Querschnittsverhältniß $\frac{F_1}{F}$, mit der Förderhöhe h und dem Ventilhube s_1, dagegen umgekehrt wie der Kolbenhub s. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, enge Ventilöffnungen, kleinere Förderhöhen und größere Kolbenhube, vor Allem aber keinen unnöthig großen Ventilhub in Anwendung zu bringen.

Diese Verluste betragen bei den besten Pumpenanlagen 5, bei ziemlich guten Pumpen aber 10, nicht selten aber auch 15 und noch mehr Procent von dem theoretischen oder geometrisch bestimmten Förderquantum $V = Fs$. Deshalb ist es auch der Sicherheit wegen rathsam, $V = \mu Fs = 0{,}85\, F_1 s$ zu setzen, also einen Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ anzunehmen.

Dies vorausgesetzt, erhält man nun das Förderquantum pr. Secunde bei einfachwirkenden Pumpen:

Digitized by Google

$$Q = \frac{\mu n F s}{60} = \frac{\mu F v}{2} = 0{,}85\ Fv = 0{,}425\ Fv,$$

Kolbendurchmeſſer einer Pumpe.

und daher den einer geforderten Ausgußmenge Q entſprechenden Kolbenquerſchnitt:

$$F = \frac{2Q}{\mu v} = 2{,}353\ \frac{Q}{v},$$

und folglich den nöthigen Kolbendurchmeſſer

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}1284\ \sqrt{F} = 1{,}731\sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{Fuß} = 20{,}77\sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{Zoll}.$$

Bei den doppeltwirkenden Pumpen iſt hingegen:

$$Q = \mu . \frac{2 n F s}{60} = \mu F v = 0{,}85\ Fv,$$

daher

$$F = \frac{Q}{\mu v} = 1{,}1765\ \frac{Q}{v}$$

und

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 1{,}1284\sqrt{F} = 1{,}2239\sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{Fuß} = 14{,}69\sqrt{\frac{Q}{v}}\ \text{Zoll}.$$

Die mittlere Kolbengeſchwindigkeit beträgt zwar, wie oben (§. 352) angegeben worden iſt, $v = 1/2$ bis $5/4$ Fuß; allein dieſelbe hängt eigentlich von dem Verhältniß der Weite d_1 der Saug- und Steigröhren zum Kolbendurchmeſſer d ab, da die Geſchwindigkeit v_1 des Waſſers in dieſen Röhren wegen der hydrauliſchen Hinderniſſe, bei guten Ausführungen eine Größe von 3 bis 4 Fuß haben, wenigſtens eine ſolche von 6 Fuß nie erreichen ſoll. Es iſt

$$v\, d^2 = v_1\, d_1{}^2,$$

und daher

$$v = v_1\left(\frac{d_1}{d}\right)^2,$$

alſo z. B. $v_1 = 4$ Fuß angenommen,

$$v = 4\left(\frac{d_1}{d}\right)^2 \text{Fuß}.$$

Macht man $\frac{d_1}{d} = 1/3$, ſo folgt hiernach $v = 4/9 = 0{,}45$ Fuß, nimmt man aber $\frac{d_1}{d} = 2/3$, ſo kann man $v = 16/9 = 1{,}78$ Fuß in Anwendung bringen.

Beiſpiel 1. Wenn ein Pumpenventil aus Meſſing, deſſen ſpecifiſches Gewicht $s = 8{,}5$ iſt, bei einem Kolbenhube $s = 4$ Fuß und einer Förderhöhe $h = 36$ Fuß, $1/4$ Fuß ausſchiebt, und das Querſchnittsverhältniß $\frac{F_1}{F} = 1/5$ iſt, ſo beträgt das durch daſſelbe zurückfallende Waſſerquantum:

Digitized by Google

Kolbendurchmeſſer einer Pumpe.

$$q_1 = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}} \cdot \frac{F_1}{F} \frac{\sqrt{h s_1}}{s} Q = \sqrt{\frac{8{,}5}{7{,}5}} \cdot \tfrac{1}{5} \cdot \frac{\sqrt{36 \cdot \frac{1}{4}}}{4} Q = 1{,}065 \cdot \frac{3 Q_1}{20}$$

d. i. circa 16 Proc. des theoretiſchen Hubwaſſers.

Beiſpiel 2. Wenn eine einfachwirkende Pumpe bei einer mittleren Kolbengeſchwindigkeit $v = 1$ Fuß, ein Waſſerquantum $Q = \frac{3}{4}$ Cubikfuß heben ſoll, ſo erfordert ſie den Kolbendurchmeſſer:

$$d = 20{,}77 \sqrt{\frac{Q}{v}} = 20{,}77 \sqrt{0{,}75} = 18 \text{ Zoll};$$

und wenn ſich das Waſſer in der Saug- und Steigröhre derſelben mit einer Geſchwindigkeit von 4 Fuß bewegen ſoll, ſo iſt die erforderliche Weite dieſer Röhren:

$$d_1 = d \sqrt{\frac{v}{v_1}} = d \sqrt{\tfrac{1}{4}} = \frac{d}{2} = 9 \text{ Zoll}.$$

Nebenhinderniſſe der Pumpen.

§. 363. Es iſt ſchon oben die Kraft zur Bewegung der Pumpen theoretiſch beſtimmt worden; im Folgenden aber ſoll dieſe Kraftbeſtimmung mit Rückſicht aller Nebenhinderniſſe vollzogen werden.

Bei den Pumpen mit Ventilkolben iſt (nach §. 346) die theoretiſche Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P = Fh\gamma;$$

da nun aber der Stulp vom Waſſer mit einer Waſſerſäule von der Höhe $k + h_1 - (k - h_2) = h_1 + h_2 = h$ an die innere Wand der Kolbenröhre angedrückt wird, ſo iſt hier, wie bei den Waſſerſäulen- und Dampfmaſchinen, die Kraft zur Ueberwindung der Kolbenreibung:

$$W = 4\varphi \frac{b}{d} Fh\gamma,$$

und folglich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens mit Rückſicht auf die Kolbenreibung:

$$P = \left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) Fh\gamma,$$

wobei φ den Reibungscoefficienten $= 0{,}25$, b die Breite des an der Kolbenröhre anliegenden Theiles des Liderungsſtulpes und d die Weite der Kolbenröhre bezeichnet (vergl. Band II, §. 297).

Die hydrauliſchen Nebenhinderniſſe ſind faſt dieſelben wie die der Waſſerſäulenmaſchinen (Band II, §. 298).

Bezeichnet ξ_0 der Widerſtandscoefficient für den Eintritt des Waſſers in die Saugröhre, d_1 die Weite dieſer Röhre und v_2 die Eintrittsgeſchwindigkeit und v_1 die Geſchwindigkeit des aufſteigenden Kolbens, ſo iſt die hydrauliſche Widerſtandshöhe für dieſen Eintritt:

$$z_0 = \xi_0 \frac{{v_2}^2}{2g} = \xi_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{{v_1}^2}{2g}.$$

Bei einer cylindriſchen Einmündung ohne Abrundung iſt $\xi_0 = 0{,}505$ (ſ. Bd. I, §. 390), bei einer glatt und gut abgerundeten Mündung aber $\xi_0 = 0{,}100$ zu ſetzen.

Digitized by Google

Nebenhinderniſſe der Pumpen.

Ferner iſt die Widerſtandshöhe der Reibung des Waſſers in der Saugröhre, wenn l_1 die Länge dieſer Röhre und $\xi_1 = 0{,}024$ (ſ. Bd. I, § 397) den entſprechenden Coefficienten bezeichnet:

$$z_1 = \xi_1 \cdot \frac{l_1}{d_1} \frac{{v_2}^2}{2g} = \xi_1 \frac{l_1}{d_1} \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{{v_1}^2}{2g}.$$

Iſt ξ_2 der Widerſtandscoefficient für den Durchgang des Waſſers durch das Saugventil, ſo hat man die entſprechende Widerſtandshöhe:

$$z_2 = \xi_m \frac{{v_1}^2}{2g}.$$

Theoretiſch läßt ſich der Widerſtandscoefficient ξ_2 aus dem Contractionscoefficienten α, dem Querſchnitt F des Kolbens und dem Querſchnitt F_2 der Oeffnung des Ventiles durch die bekannte Formel

$$\xi_m = \left(\frac{F}{\alpha F_2} - 1\right)^2$$

berechnen (ſ. Bd I, §. 410).

Nimmt man $\alpha = 0{,}60$ und $\frac{F}{F_2} = \frac{5}{2}$ an, ſo erhält man hiernach

$$\xi_2 = 10 \text{ und } z_2 = 10 \cdot \frac{{v_1}^2}{2g},$$

was auch mit den Ergebniſſen der Verſuche des Verfaſſers gut übereinſtimmt.

Ferner iſt die Reibung des Waſſers in der Kolbenröhre, deren Länge $= l$ ſein möge:

$$z_3 = \xi \frac{l}{d} \frac{{v_1}^2}{2g},$$

ſowie die in der Steigröhre, wenn ξ_2 den Reibungscoefficienten, l_2 die Länge und d_2 die Weite dieſer Röhre bezeichnen:

$$z_4 = \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \frac{{v_2}^2}{2g} = \xi_2 \frac{l_2}{d_2} \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{{v_1}^2}{2g}.$$

Endlich nimmt noch die Erzeugung der Geſchwindigkeit v_2 des Waſſers in der Steigröhre die Höhe

$$z_5 = \frac{{v_2}^2}{2g} = \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{{v_1}^2}{2g}$$

in Anſpruch.

Der Inbegriff dieſer Widerſtandshöhen führt nun auf folgenden Werth der hydrauliſchen Laſt:

$$\begin{aligned} W &= (z_0 + z_1 + z_2 + z_3 + z_4 + z_5)\, Fh\gamma \\ &= \left[\xi_m + \xi \frac{l}{d} + \left(\xi_0 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \right. \\ &\qquad \left. + \left(1 + \xi_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{{v_1}^2}{2g} F\gamma, \end{aligned}$$

Digitized by Google

Nebenhinder-niße einer Pumpe.

und daher ist die Gesammtkraft zum Aufziehen des Ventilkolbens:

$$P_1 = \left(\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right)h + \left[\xi_m + \xi\,\frac{l}{d} + \left(\xi_0 + \xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \xi_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right]\frac{{v_1}^2}{2g}\right) F\gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right)h + \varkappa_1\,\frac{{v_1}^2}{2g}\right] F\gamma,$$

wenn der Inbegriff

$$\xi_m + \xi\,\frac{l}{d} + \left(\xi_0 + \xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \xi_2\,\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

sämmtlicher hydraulischer Widerstandscoefficienten durch $\varkappa_1$ bezeichnet wird.

§. 364. Beim Niedergange des Kolbens ist das Saugventil geschlossen und das Kolbenventil geöffnet, es drückt folglich das Wasser über dem Kolben mit einer und derselben Kraft $F\,(k + h_2)\,\gamma$, und es ist daher dann die reine Pumpenlast = Null. Hat die Kolbenliderung vollkommene Elasticität, so ist hierbei sogar auch die Kolbenreibung = Null, denn es fließt dann auch Wasser am Kolbenumfange von unten nach oben und drückt hierbei die Liderung vom Umfang der Kolbenröhre ab. Die einzige Kolbenlast, welche beim Niedergange des Kolbens zu überwinden ist, besteht in der Kraft zur Erzeugung der Geschwindigkeit v_n des durch das Kolbenventil strömenden Wassers. Es ist die Wassermenge, welche beim Kolbenniedergange durch den Querschnitt F_n der Ventilöffnung strömt, gleich dem Wasserquantum, welches der Kolbenstock bei seinem Querschnitte $F - F_n$ verdrängt, also

$$F_n v_n = (F - F_n)\,v_2,$$

und daher

$$v_n = \left(\frac{F - F_n}{F_n}\right)v_2,$$

wobei v_2 die Geschwindigkeit des niedergehenden Kolbens bezeichnet. Die entsprechende Geschwindigkeitshöhe giebt, wenn man noch F_n mit einem durch Erfahrung zu bestimmenden Contractionscoefficienten α_n multiplicirt, die Widerstandshöhe:

$$h_n = \frac{{v_n}^2}{2g} = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{{v_2}^2}{2g},$$

und daher die Kraft zum Niederschieben des Kolbens:

$$P_2 = F h_n \gamma = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{{v_2}^2}{2g}\; F\gamma,$$

oder

Digitized by Google

$$P_2 = \varkappa_2 \cdot \frac{v_2^2}{2g} F\gamma,$$

Nebenhinderniſſe der Pumpen.

wenn wir den Coefficienten $\left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2$ durch $\varkappa_2$ bezeichnen.

Um dieſe Kraft ſo viel wie möglich herabzuziehen, muß man die Kolbenbohrungen möglichſt weit, alſo die Ventilquerſchnitte möglichſt groß machen.

Der Widerſtandscoefficient iſt hier, bei circa 30° Eröffnung der Klappe, und wenn $\frac{F_n}{F}$ nicht viel von $^1/_2$ abweicht, $\varkappa_2 = 30$ zu ſetzen.

Uebrigens wird die Kraft zum Aufziehen des Kolbens noch durch das Gewicht G des Kolbens ſammt ſeiner Stange vergrößert, dagegen aber auch die Kraft zum Niederſchieben deſſelben um eine gleiche Kraft vermindert. Die entgegengeſetzte Wirkung hat der Auftrieb des Waſſers. Iſt V das Volumen des Kolbens ſammt demjenigen Theil der Kolbenſtange, welcher durchſchnittlich beim ganzen Kolbenſpiel ins Waſſer eingetaucht bleibt, ſo beträgt die Verminderung der Kraft zum Aufziehen des Kolbens, ſowie die Vergrößerung der Kraft zum Niederſchieben deſſelben in Folge des Auftriebes (ſ. Bd. I, §. 335) $= V\gamma$.

Es hat hiernach weder das Gewicht des armirten Kolbens, noch der Auftrieb, welchen der armirte Kolben vom Waſſer erleidet, eine Vergrößerung der Arbeitskraft zur Folge.

§. 365. Die mechaniſche Arbeit, welche zur Verrichtung eines Kolbenſpieles nöthig iſt, beſtimmt ſich nun mit Hülfe des Kolbenhubes durch den bekannten Ausdruck

Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

$$\begin{aligned} A &= P_1 s + P_2 s = (P_1 + P_2) s \\ &= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] F s \gamma \\ &= \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] V\gamma, \end{aligned}$$

wenn V das theoretiſche Hubwaſſerquantum (Fs) pr. Spiel bezeichnet. Wenn nun die Pumpe pr. Minute n Spiele macht, ſo iſt der erforderliche Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{n}{60} V\gamma,$$

oder, wenn das durchſchnittlich pr. Secunde gehobene Waſſerquantum $\frac{nV}{60} = Q$ geſetzt wird:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] Q\gamma.$$

Digitized by Google

Arbeit zur Bewegung einer Pumpe.

Auch läßt ſich

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right)h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{Fv}{2} \gamma$$

ſetzen, wenn v die mittlere Kolbengeſchwindigkeit während eines Spieles bezeichnet.

Es iſt die Zeit eines Spieles, $t = \frac{2ns}{60v}$, die des Kolbenaufganges $t_1 = \frac{ns}{60v_1}$, ſowie die des Niederganges, $t_2 = \frac{ns}{60v_2}$, folglich:

$$\frac{2ns}{60v} = \frac{ns}{60v_1} + \frac{ns}{60v_2}, \text{ d. i. } \frac{2}{v} = \frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2},$$

und daher die mittlere Kolbengeſchwindigkeit $v = \frac{2v_1 v_2}{v_1 + v_2}$, annähernd, wenn v_1 und v_2 nicht ſehr verſchieden von einander ſind,

$$v = \frac{v_1 + v_2}{2}.$$

Die effective Hubwaſſermenge $Q_1 = \mu Q = 0{,}85\, Q$ geſetzt, folgt

$$Q = \frac{Q_1}{\mu} = \frac{Q_1}{0{,}85} = 1{,}18\, Q_1,$$

und daher die Leiſtung, ausgedrückt durch das effective Hubwaſſerquantum:

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right)h + \varkappa \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa \frac{v_2^2}{2g}\right] \frac{Q_1 \gamma}{\mu}$$

$$= 1{,}18 \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa \frac{v_2^2}{2g}\right] Q_1 \gamma.$$

Um genauer zu rechnen, hat man nach Bd. II, §. 452, für v^2 nicht das Quadrat der mittleren Kolbengeſchwindigkeit, ſondern das mittlere Geſchwindigkeitsquadrat, und zwar für den Kolbenaufgang

$$v_1^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_1}\right)^2,$$

und für den Kolbenniedergang

$$v_2^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_2}\right)^2$$

einzuſetzen.

Der Wirkungsgrad einer Pumpe iſt hiernach

$$\eta = \frac{Q_1 h \gamma}{L} = \frac{\mu}{\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g}}$$

$$= \frac{\mu}{1 + 4\varphi \frac{b}{d} + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2gh} + \varkappa_2 \frac{v_2^2}{2gh}}.$$

Digitized by Google

Bei ſehr gut ausgeführten und vortheilhaft arbeitenden Pumpen ſetzt man $\eta = 0{,}80$, bei Pumpen von mittlerer Vollkommenheit hat man $\eta = 0{,}75$ und bei gewöhnlichen Pumpen, $\eta = 0{,}70$ oder gar nur 0,65 zu ſetzen. Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

Beiſpiel. Bei einer Saug- und Hubpumpe iſt der Kolbendurchmeſſer $d = 1$ Fuß, der Kolbenhub $s = 3$ Fuß, die Weite der Saugröhre, $d = 6$ Zoll, die Länge derſelben, $l_1 = 24$ Fuß, die Weite der Steigröhre, $d_2 = 12$ Zoll und die Länge der vereinigten Kolben- und Steigröhre, $l_2 = 12$ Fuß; ferner iſt die Breite des Liderungsringes, $b = 2$ Zoll, und es ſind die beiden Halbaren des elliptiſchen an beiden Mündungen abgerundeten Kolbenloches, $2a_1 = 8$ und $2b_1 = 6$ Zoll; endlich erfolgt die Bewegung des Kolbens in der Art, daß der Aufgang 6 und der Niedergang deſſelben 4 Secunden Zeit in Anſpruch nimmt, man ſoll die Kraft und die mechaniſche Arbeit, welche die Bewegung dieſer Pumpe erfordert, ermitteln.

Es iſt die Kolbenfläche:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot 1 = 0{,}7854 \text{ Quadratfuß} = 113{,}1 \text{ Quadratzoll},$$

ferner der Querſchnitt des Kolbenloches:

$$F_a = \pi \cdot a_1 b_1 = \tfrac{1}{2} \cdot \tfrac{1}{4}\pi = \frac{\pi}{12} = \frac{F}{3} = 0{,}2618 \text{ Quadratfuß},$$

ferner die mittlere Aufgangsgeſchwindigkeit des Kolbens:

$$v_1 = \frac{s}{t_1} = \tfrac{3}{6} = 0{,}5 \text{ Fuß},$$

die mittlere Geſchwindigkeit deſſelben beim Niedergange:

$$v_2 = \frac{s}{t_2} = \tfrac{3}{4} = 0{,}75 \text{ Fuß},$$

folglich das mittlere Geſchwindigkeitsquadrat für den Kolbenaufgang:

$$v_1^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_1}\right)^2 = 1{,}645 \cdot 0{,}25 = 0{,}411,$$

dagegen für den Niedergang:

$$v_2^2 = 1{,}645 \left(\frac{s}{t_2}\right)^2 = 1{,}645 \cdot \tfrac{9}{16} = 0{,}925.$$

Die reine Pumpenlaſt beträgt:

$$Fh\gamma = F(h_1 + h_2)\gamma = 0{,}7854 \cdot (24 + 12) \cdot 66 = 1866 \text{ Pfund},$$

dagegen die Pumpenlaſt mit Einſchluß der Kolbenreibung:

$$\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) Fh\gamma = (1 + 4 \cdot \tfrac{1}{4} \cdot \tfrac{1}{6}) \cdot 1866 = \tfrac{7}{6} \cdot 1866 = 2177 \text{ Pfund}.$$

Nimmt man den Widerſtandscoefficienten für den Eintritt in die Saugröhre, $\zeta_0 = 0{,}500$ und den für den Durchgang durch das Saugventil, $\zeta_m = 16$, den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Waſſers in der Saugröhre $\zeta_1 = 0{,}026$, und dagegen für die in der vereinigten Kolben- und Steigröhre $\zeta = \zeta_2 = 0{,}038$ an (ſ. Bd. I, §. 397), ſo erhält man die vollſtändige Widerſtandshöhe beim Aufgange des Kolbens:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left[\zeta_m + \zeta \frac{l}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \left(1 + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g},$$

Digitized by Google

Arbeit zur Bewegung der Pumpen

oder, da hier $d_2 = d$ ist,

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left[1 + \zeta_m + \zeta \cdot \frac{l+l_2}{d} + \left(\zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4\right] \frac{v_1^2}{2g}$$

$$= \left[1 + 16 + 0{,}038 \cdot \frac{12}{1} + \left(0{,}500 + 0{,}026 \cdot \frac{24}{1/2}\right)\left(\frac{2}{1}\right)^4\right] 0{,}016.0{,}411$$

$$= (17{,}45 + 27{,}97) \cdot 0{,}00658 = 0{,}300 \text{ Fuß},$$

daher die entsprechende Vergrößerung der Pumpenlast:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} F\gamma = 0{,}300 \cdot 0{,}7854 \cdot 66 = 16 \text{ Pfund},$$

und folglich die vollständige Kraft zum Aufziehen des Kolbens:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma = 2177 + 16 = 2193 \text{ Pfund}.$$

Die Kraft zum Niederschieben des Kolbens ist, wenn man den Contractionscoefficienten $\alpha_n = 2/3$ annimmt,

$$P_2 = \left(\frac{F - \alpha_n F_n}{\alpha_n F_n}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g} F\gamma = \left(\frac{1 - 2/3 \cdot 1/2}{2/3 \cdot 1/2}\right)^2 . 0{,}016 . 0{,}925\, F\gamma = \frac{49}{4} . 0{,}0148\ F\gamma$$

$$= 0{,}181\ F\gamma = 0{,}181 \cdot 0{,}7854 \cdot 66 = 10 \text{ Pfund}$$

Nun folgt die erforderliche Arbeit der Pumpen pr. Spiel

$$A = (P_1 + P_2)\, s = (2193 + 10) \cdot 3 = 2203 \cdot 3 = 6609 \text{ Fußpfund},$$

also pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60} A = \frac{1}{t} A = \frac{A}{6+4} = \frac{6609}{10} = 660{,}9 \text{ Fußpfund}.$$

Setzt man das gehobene Wasserquantum pr. Spiel:

$$V_1 = \mu V = \mu F s = 0{,}85 . 0{,}7854 . 3 = 2 \text{ Cubikfuß},$$

so erhält man das theoretische Arbeitsquantum pr. Secunde:

$$Q_1 h\gamma = \frac{n}{60} V_1 h\gamma = 1/10 . 2 . 66 . 36 = 475{,}2 \text{ Fußpfund},$$

und es ist folglich der Wirkungsgrad der Pumpe:

$$\eta = \frac{475{,}2}{660{,}9} = 0{,}719.$$

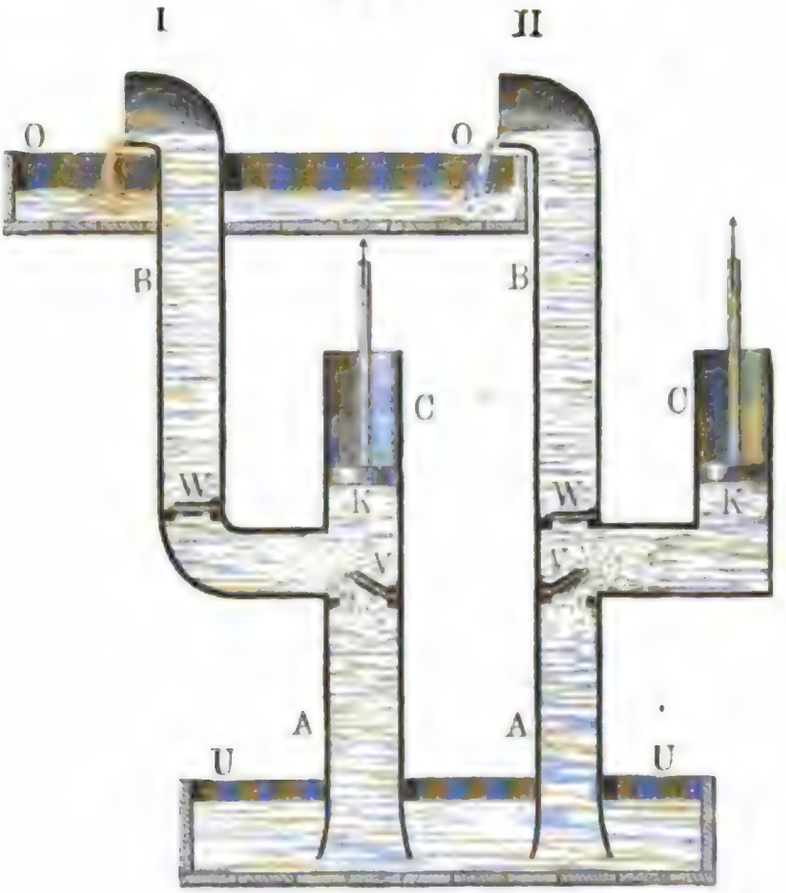
§. 366. Bei den Pumpen mit massiven Kolben ist zu unterscheiden, ob die Kolbenröhre eine stehende, wie Fig. 694 **A** und **B**, oder eine hängende, wie Fig. 695 und Fig. 696, ist. Bei der ersteren Einrichtung wird das Wasser während des Kolbenaufganges angesaugt und während des Kolbenniederganges aufgedrückt; bei der zweiten Einrichtung findet das Umgekehrte statt. Setzen wir bei den folgenden Entwickelungen eine Pumpe, Fig. 730, der ersten Art voraus.

Ist h_1 die mittlere Saughöhe vom Unterwasserspiegel bis mittleren Kolbenstand gemessen, ferner d der Kolbendurchmesser, b die Liderungsbreite, v_1^2 das mittlere Quadrat der Kolbengeschwindigkeit und $\varkappa_1$ der Inbegriff der Widerstandscoefficienten von sämmtlichen hydraulischen Hindernissen, und bezeichnet F den Inhalt des Kolbenquerschnittes, so läßt sich die Kraft zum Aufziehen des Kolbens setzen:

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\varphi \frac{b}{d}\right) h_1 + \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g}\right] F\gamma.$$

Bezeichnet dagegen h_2 die mittlere Steighöhe, vom mittleren Kolbenſtande bis Ausgußpunkt gemeſſen, ${v_2}^2$ das mittlere Quadrat der Geſchwindigkeit des niedergehenden Kolbens und $\varkappa_2$ den Inbegriff der Widerſtandscoefficien- Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

Fig. 730.



ten von den hydrauliſchen Hinderniſſen bei dem Niedergange des Kolbens, ſo kann man ebenſo die Kraft zum Niederdrücken des Kolbens ſetzen:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h_2 + \varkappa_2\,\frac{{v_2}^2}{2\,g}\right] F\gamma.$$

Multiplicirt man nun jede dieſer Kräfte durch den Kolbenhub s, und vereinigt beide Producte durch Addition, ſo erhält man die zu einem Kolbenſpiel erforderliche mechaniſche Arbeit:

$$A = P_1 s + P_2 s = \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right)(h_1 + h_2) + \varkappa_1\,\frac{{v_1}^2}{2\,g} + \varkappa_2\,\frac{{v_2}^2}{2\,g}\right] Fs\gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{{v_1}^2}{2\,g} + \varkappa_2\,\frac{{v_2}^2}{2\,g}\right] Fs\gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\,\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{{v_1}^2}{2\,g} + \varkappa_2\,\frac{{v_2}^2}{2\,g}\right] V\gamma,$$

wobei noch $h = h_1 + h_2$, die ganze Förderhöhe und $V = Fs$, den vom Kolben pro Auf- oder Niedergang durchlaufenen Raum bezeichnet.

Dieſe Formel ſtimmt zwar mit der für die Pumpen mit Ventilkolben

Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

gefundenen vollkommen überein, weicht jedoch in sofern von dieser ab, als hier die Coefficienten $\varkappa_1$ und $\varkappa_2$ etwas abweichende Größen ausdrücken.

Bezeichnet auch hier l die Länge der Kolbenröhre, l_1 die Länge und d_1 die Weite der Saugröhre, ferner l_2 und d_2 die Länge und Weite der Steigröhre, ferner ξ_0 den Widerstandscoefficienten des Wassers beim Eintritt desselben in die Steigröhre, sind ξ, ξ_1 und ξ_2 die Coefficienten der Reibung des Wassers in der Kolbenröhre und in den beiden anderen Röhren, ξ_m und ξ_n die Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die beiden Ventile, und ξ_{k_1}, ξ_{k_2} die den Querschnitts- und Richtungsveränderungen des Communicationsrohrs entsprechenden Widerstandscoefficienten, so hat man

$$\varkappa_1 = \xi \frac{l}{d} + \left(\xi_0 + \xi_1 \frac{l_1}{d_1} + \xi_m + \xi_{k_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4,$$

sowie

$$\varkappa_2 = \xi \frac{l}{d} + \left(1 + \xi_2 \frac{l_2}{d_2} + \xi_n + \xi_{k_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$

zu setzen.

In der Regel kann das Glied $\xi \frac{l}{d}$ wegen seiner Kleinheit außer Acht bleiben. Was dagegen die Widerstandscoefficienten $\xi_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4$ und $\xi_n \left(\frac{d}{d_2}\right)^4$ für den Durchgang durch die Ventile anlangt, so hängen diese von den Querschnitten F_m und F_n der Ventilmündungen, von den entsprechenden Contractionscoefficienten α_m und α_n und von den Querschnitten F_3 und F_4 der zugehörigen Ventilkammern ab. Bezeichnen dann noch v_3 und v_4 die Geschwindigkeiten des Wassers in diesen Kammern, so hat man die Widerstandshöhen für diese Ventildurchgänge:

$$h_m = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g},$$

sowie

$$h_n = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \frac{v_4^2}{2g} = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2 \frac{v_2^2}{2g},$$

und daher

$$\xi_m \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2$$

sowie

$$\xi_n \left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = \left(\frac{F_4}{\alpha_n F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2$$

zu setzen.

Digitized by Google

Die mechaniſche Arbeit, welche die Pumpenbewegung pr. Secunde erfordert, iſt wieder: Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

$$L = \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right]\frac{nFs}{60}\,\gamma$$

$$= \left[\left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) h + \varkappa_1\,\frac{v_1^2}{2g} + \varkappa_2\,\frac{v_2^2}{2g}\right] Q\gamma.$$

Bei der Pumpe mit hängendem Cylinder iſt die Kraft zum Aufziehen des Kolbens gleich der oben beſtimmten Kraft zum Niederſchieben deſſelben, und ebenſo, die Kraft zum Zurückgehen des Kolbens gleich der oben ermittelten Kraft zum Aufziehen; folglich gilt die gefundene Leiſtungsformel auch für dieſe zweite Art von Pumpen.

Ebenſo iſt bei den doppeltwirkenden und den zweiſtiefeligen einfachwirkenden Pumpen, wie Fig. 697 und Fig. 698, die Beſtimmung der Kraft und Leiſtung nach den gefundenen Formeln zu vollziehen; nur hat man hier für $Q = \frac{2nFs}{60} = Fv$, und folglich auch für L den doppelten Werth.

Beiſpiel. Eine einfachwirkende Saug- und Druckpumpe ſoll pr. Minute bei einem Kolbenhub $s = 30$ Zoll, 10 Cubikfuß Waſſer 60 Fuß hoch heben, welche Dimenſionen ſind dieſer Pumpe zu geben und welchen Kraftaufwand wird dieſelbe erfordern? Bei einer mittleren Kolbengeſchwindigkeit $v = {}^2/_3$ Fuß $= 8$ Zoll iſt die Anzahl der Kolbenſpiele $n = \frac{60v}{2s} = \frac{60 \cdot 8}{2 \cdot 30} = 8$, und der erforderliche Kolbenquerſchnitt, da das effective Hubwaſſerquantum pr. Secunde $Q_1 = \frac{10}{60} = {}^1/_6$ Cubikfuß, und die theoretiſche Waſſermenge

$Q = \frac{Q_1}{0{,}85} = \frac{1}{5{,}1} = 0{,}1961$ Cubikfuß beträgt:

$$F = \frac{2Q}{v} = \frac{2 \cdot 0{,}1961}{{}^2/_3} = 0{,}5883 \text{ Quadratfuß} = 84{,}7 \text{ Quadratzoll},$$

woraus ſich der erforderliche Kolbendurchmeſſer

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 10{,}385 \text{ Zoll}$$

ergiebt, wofür aber $10^1/_2$ Zoll geſetzt werden mag.

Der Durchmeſſer der Saug-, Steig- und Communicationsröhren läßt ſich hiernach $= d_1 = d_2 = 5$ Zoll, wogegen der der Ventilkammern, $d_3 = 8$ Zoll ſetzen. Die Länge der Saugröhre $l_1 = 24$ und die Länge der Steigröhre $l_2 = 36$ Fuß geſetzt, und $4\varphi\,\frac{b}{d} = 4 \cdot {}^1/_8 \cdot {}^1/_{10} = {}^2/_{15}$ angenommen, folgt die Kraft zum Aufziehen des Kolbens, bei Vernachläſſigung der hydrauliſchen Nebenhinderniſſe:

$$P_1 = \left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) Fh\gamma = (1 + {}^2/_{15}) \cdot 0{,}5883 \cdot 24 \cdot 66$$

$$= {}^{17}/_{15} \cdot 8 \cdot 38{,}83 = 1056 \text{ Pfund},$$

und die zum Niederdrücken deſſelben, unter der nämlichen Vorausſetzung:

Digitized by Google

Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

$$P_2 = \left(1 + 4\varphi\,\frac{b}{d}\right) F h_2 \gamma = \frac{h_2}{h_1}\,P_1 = \frac{36}{24}\,.\,P_1 = 1{,}5\,.\,1056 = 1584 \text{ Pfund.}$$

Da sich das Wasser in den Pumpenröhren mit der Geschwindigkeit

$$\left(\frac{d}{d_1}\right)^2 v = \left(\frac{d}{d_2}\right)^2 v = \left(\frac{10{,}5}{5}\right)^2 v = (2{,}1)^2\, v = 4{,}41\,.\,{}^2/_3 = 2{,}94 \text{ Fuß}$$

bewegt, so ist der entsprechende Widerstandscoefficient $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}0245$, und es ist hiernach die Widerstandshöhe der Reibung in der 24 Fuß langen Saugröhre:

$$\zeta\,\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 0{,}0245\,.\,\frac{24\,.\,12}{5}\,.\,0{,}016\,.\,(2{,}94)^2$$
$$= 0{,}0049\,.\,4{,}608\,.\,8{,}644 = 0{,}195 \text{ Fuß,}$$

ferner die in der 36 Fuß langen Steigröhre:

$$= \frac{36}{24}\,.\,0{,}195 = {}^3/_2\,.\,0{,}195 = 0{,}293 \text{ Fuß.}$$

Ist ferner der Durchmesser von beiden Ventilmündungen $d_m = d_n = 5$ Zoll, und der Contractionscoefficient für beide Ventildurchgänge $\alpha_m = \alpha_n = 0{,}6$, so hat man die Widerstandshöhen für diese Durchgänge:

$$h_m = h_n = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = \left[\frac{1}{\alpha_m}\left(\frac{d_3}{d_m}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{d}{d_3}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$
$$= \left[\frac{1}{0{,}6}\left(\frac{8}{5}\right)^2 - 1\right]^2 \left(\frac{10{,}5}{8}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = 3{,}266^2\,.\,1{,}3125^2\,.\,0{,}016\,.\,{}^1/_2 = 0{,}131.$$

Setzt man nun noch den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in das Saugrohr, $\zeta_0 = 0{,}25$ und den Widerstandscoefficienten für den Durchgang des Wassers durch die von der Steigröhre nach dem Pumpencylinder und von diesem nach der Steigröhre führende Communicationsröhre, $\zeta_{k_1} = \zeta_{k_2} = 1{,}5$, und folglich die entsprechenden Widerstandshöhen

$$\zeta_0 \left(\frac{d}{d_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g} = 0{,}25\,.\,0{,}016\,.\,8{,}644 = 0{,}035,$$

$$\text{und } \zeta_{k_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = \zeta_{k_2}\left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g} = 1{,}5\,.\,0{,}016\,.\,8{,}644 = 0{,}207,$$

so sind hiernach nun die vollständigen hydraulischen Widerstandshöhen:

$$\varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = \left(\zeta_0 + \zeta_1\,\frac{l_1}{d_1} + \zeta_m + \zeta_{k_1}\right)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$
$$= 0{,}035 + 0{,}195 + 0{,}131 + 0{,}207 = 0{,}568 \text{ Fuß,}$$
$$\text{und } \varkappa_2 \frac{v_1^2}{2g} = \left(1 + \zeta_2\,\frac{l_2}{d_2} + \zeta_n + \zeta_{k_2}\right)\left(\frac{d}{d_2}\right)^4 \frac{v^2}{2g}$$
$$= 0{,}139 + 0{,}293 + 0{,}131 + 0{,}207 = 0{,}770 \text{ Fuß.}$$

Wäre die Kolbengeschwindigkeit dreimal so groß, also 2 Fuß, so würden sich diese Widerstandshöhen auf das $3^2 = 9$fache steigern; hätten überdies noch die Saug- und Steigröhren sowie die Ventilmündungen u. s. w. nur drei Viertel der vorausgesetzten Weite, so würden dieselben sogar

$$9\,.\left(\frac{4}{3}\right)^4 = \frac{256}{9} \text{ mal so groß,}$$

$$\text{also } \varkappa_1 \frac{v_1^2}{2g} = 0{,}568\,.\,\frac{256}{9} = 16{,}16 \text{ Fuß und}$$
$$\varkappa_2 \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}770\,.\,\frac{256}{9} = 21{,}90 \text{ Fuß ausfallen.}$$

Wenn man statt dem Quadrate der mittleren Geschwindigkeit das mittlere Geschwindigkeitsquadrat einführt, erhält man

$$\varkappa_1\,.\,\frac{v_1^2}{2g} = 1{,}645\,.\,0{,}568 = 0{,}935 \text{ Fuß und } \varkappa\,.\,\frac{v_2^2}{2g} = 1{,}645\,.\,0{,}770 = 1{,}267 \text{ Fuß.}$$

Digitized by Google

Die Kraft zum Aufziehen des Kolbens iſt unter der erſteren Vorausſetzung: Arbeit zur Bewegung der Pumpen.

$$P_1 = \left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)h_1 + \varkappa_1\frac{v_1^2}{2g}\right]F\gamma = 1056 + 0{,}935\,.\,0{,}5883\,.\,66$$

$$= 1056 + 36 = 1092 \text{ Pfund},$$

und dagegen die zum Niederdrücken deſſelben:

$$P_2 = \left[\left(1 + 4\varphi\frac{b}{d}\right)h_2 + \varkappa_2\frac{v_2^2}{2g}\right]F\gamma = 1584 + 1{,}267\,.\,0{,}5883\,.\,66$$

$$= 1584 + 49 = 1633 \text{ Pfund}.$$

Hiernach folgt nun die erforderliche mechaniſche Arbeit pr. Kolbenſpiel:

$$A = (P_1 + P_2)s = (1092 + 1633)\,.\,{}^5/_9 = 6812 \text{ Fußpfund},$$

und daher der Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \frac{n}{60}A = \frac{8}{60}\cdot 6812 = 908 \text{ Fußpfund}.$$

Die theoretiſche Leiſtung iſt:

$$Q_1 h\gamma = {}^1/_6\,.\,60\,.\,66 = 660 \text{ Fußpfund},$$

folglich der Wirkungsgrad der Pumpe:

$$\eta = \frac{660}{908} = 0{,}727.$$

Unter der zweiten Vorausſetzung bei der dreifachen Kolbengeſchwindigkeit u. ſ. w. wäre:

$$L = {}^8/_{60}\,.\,{}^5/_2\,[1056 + 1584 + (16{,}16 + 21{,}90)\,.\,1{,}645\,.\,0{,}5883\,.\,66]$$

$$= {}^1/_3\,(2640 + 62{,}75\,.\,38{,}83) = {}^1/_3\,(2640 + 2416) = 1685 \text{ Fußpfund},$$

und folglich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{660}{1685} = 0{,}392.$$

§. 367. Die Verbindung einer oder mehrerer Pumpen mit der Umtriebsmaſchine bildet ein ſogenanntes **Pumpenwerk** oder eine **Waſſerkunſt** (franz. pomperie; engl. pump-work). Es gehören auch hierher die ſogenannten **Kunſtgezeuge**, durch welche das Waſſer aus den Gruben emporgehoben wird. Die einfachen und kleineren Pumpen werden gewöhnlich durch Menſchenhände in Bewegung geſetzt, und deshalb ſchlechtweg **Handpumpen** (franz. pompes à main; engl. hand-pumps) genannt. Dieſe ſind je nach der Art und Weiſe des Angriffs, **Krücken-** oder **Hebelpumpen**. Bei der Krückenpumpe iſt das Ende der Kolbenſtange mit einem **Querarm** ausgerüſtet, welcher von den Händen des Arbeiters ergriffen wird. Die Anwendung dieſer Pumpe iſt deshalb ſehr eingeſchränkt, weil die Pumpenlaſt die direct wirkende Menſchenkraft von höchſtens 20 Pfund nicht überſchreiten darf. Anders iſt es bei der Hebelpumpe, wo der Kraftarm drei bis ſechs Mal ſo lang gemacht wird als der Laſtarm, und folglich die Pumpenlaſt drei bis ſechs Mal ſo groß ausfallen kann als die Kraft des Menſchen, und ohnedies mehrere Arbeiter zugleich arbeiten können. Bezeichnet s den Weg des Angriffspunktes der Kraft, a den Hebelarm der Kraft und b den der Laſt, ſo iſt der entſprechende Kolbenhub: Handpumpe

$$s_1 = \frac{b}{a}s,$$

Digitized by Google

Handpumpen. also für einen der menschlichen Armlänge entsprechenden Kraftweg pr. Hub:

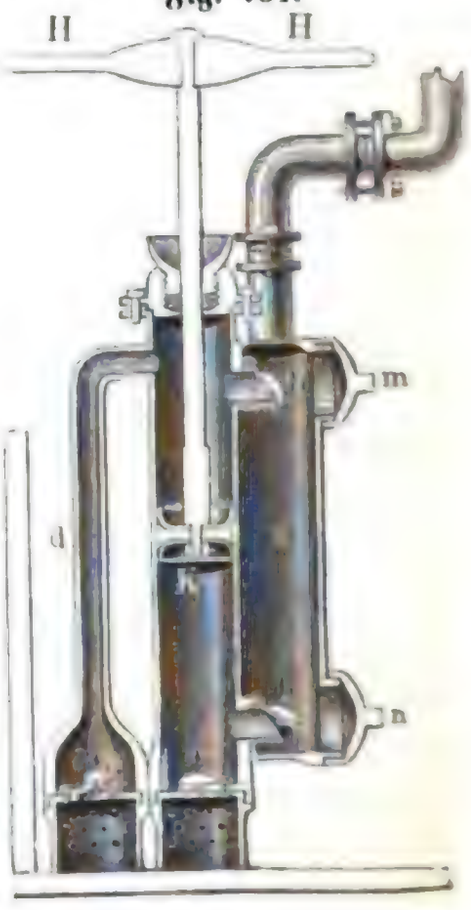
$$s = 3 \text{ Fuß}, \; s_1 = \frac{3\,b}{a}.$$

Wäre nun $\frac{b}{a} = 1/3$, so betrüge der Kolbenweg $s_1 = 1$ Fuß, und wäre $\frac{b}{a} = 1/6$, so würde s_1 nur $= 1/2$ Fuß ausfallen. Aus diesen Gründen ist der Hub der Hebelpumpen stets nur ein sehr kleiner, und meist innerhalb 6 bis 12 Zoll gelegen. Uebrigens ist die Kraftbestimmung nach dem in Bd. II, §. 123 Mitgetheilten zu vollziehen.

Fig. 732.

Da die Kraftäußerung eines Menschen bei dem Niederdrücken eine vortheilhaftere ist als beim Aufziehen, so richtet man den Pumpenhebel so vor, daß derselbe vorzüglich nur eine Kraft zum Abwärtsdrücken oder Abwärtsziehen erfordert. Deshalb ist derselbe in der Regel bei Saugpumpen ein doppelt-, und bei Druckpumpen ein einarmiger Hebel. Zu-

Fig. 731.



Digitized by Google

weilen verſieht man den Pumpenhebel auch noch mit einem Gegengewichte (ſ. Bd. III, §. 172), durch welches die Kraft zum Rückgange des Hebels bis auf Null oder jede beliebig kleine Größe herabgezogen werden kann.

Die Einrichtung einer doppeltwirkenden Krückenpumpe iſt aus der Abbildung in Fig. 731 zu erſehen. Es iſt hier *HH* die am Ende der Kolbenſtange ſitzende Krücke oder Handhabe, womit der Kolben *K* auf- und niederbewegt wird. Die übrige Einrichtung läßt ſich als bekannt vorausſetzen.

Eine einfache Saug- und Hebepumpe mit Hebelbewegung (Drückelpumpe) iſt in Fig. 732 abgebildet. Die Bewegung des Pumpenkolbens *E* erfolgt hier mittels eines um die Axe *B* drehbaren Winkelhebels *ABC*. Derſelbe hat eine Handhabe *A* und iſt mittels einer gegabelten Hebelſtange *CD* an den Kopf *D* der Kolbenſtange *DE* angeſchloſſen, welche ſich mittels eines cylindriſchen Verlängerungsſtückes in einer feſten Führung bewegt. Das durch die Saugröhre *H* angeſaugte Waſſer fließt beim Niedergange des Kolbens durch das Loch des Kolbens *E* hindurch, und kommt bei geöffnetem Hahne durch die Seitenröhre *K*; bei abgeſchloſſenem Hahne hingegen, durch das Steigrohr *L* zum Ausguß. Um das Waſſer während des Stillſtandes der Pumpe in der Steigröhre zu erhalten, iſt außer dem Kolbenventil noch ein beſonderes Steigventil *G* angebracht.

§. 368. Die Handpumpen finden ihre vorzüglichſte Anwendung bei den Feuerſpritzen (franz. pompes à incendie; engl. fire-engines). Die Feuerſpritzen ſind im Weſentlichen transportable Pumpen, welche das Waſſer nicht in Röhren, ſondern in ſpringenden Strahlen emportreiben. Da die gewöhnlichen Pumpen keinen gleichförmigen Ausguß gewähren, ſo erfordern die Feuerſpritzen zur Erzeugung eines ſtetigen Strahles noch einen Windkeſſel, d. i. ein Luftreſervoir, in welches das Waſſer mittels der Pumpenkolben zunächſt eingepreßt wird, bevor es in das Gußrohr tritt und zur Ausmündung gelangt. Je nach der Größe ſind die Feuerſpritzen entweder Tragſpritzen oder Fahrſpritzen, und letztere wieder entweder Schlitten- oder Wagenſpritzen. Zuweilen werden auch feſtſtehende, durch die Waſſer- oder Dampfkraft in Bewegung geſetzte Pumpenwerke als Feuerlöſchſpritzen verwendet. Feuerſpritzen.

Im Weſentlichen beſteht eine Feuerſpritze aus einem oder zwei Pumpencylindern von Meſſing oder Bronze ſammt einem Saug- und einem Druckventil, aus dem Windkeſſel und dem von den erſteren nach dem letzteren führenden einfachen oder doppelten Gurgelrohre, ferner aus dem Saug- oder Zuleitungsrohre, aus dem Gußrohre nebſt dem Schlauch und Mundſtück; ſowie aus dem Hebelwerke ſammt den

Digitized by Google

Feuerſpritzen. Kolben und Kolbenſtangen, und endlich aus dem Waſſerkaſten, welcher zugleich zur Aufnahme des ganzen Pumpenwerks dient. Das Waſſer wird der Feuerſpritze entweder in Eimern zugetragen oder durch das Saugrohr zugeführt, oder durch eine beſondere Pumpe, den ſogenannten Zubringer, zugedrückt.

Die allgemeine Einrichtung einer zweiſtiefeligen Feuerſpritze iſt aus den Abbildungen Fig. 733, 734 und 735 zu erſehen. Dieſe Spritze iſt zwar

Fig. 733.

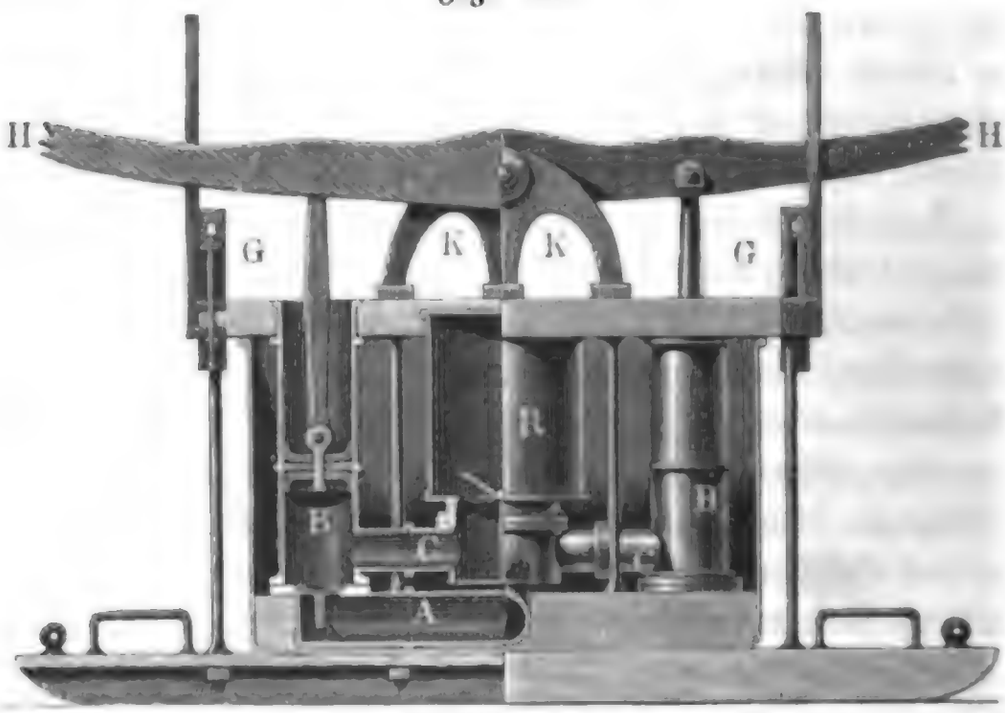
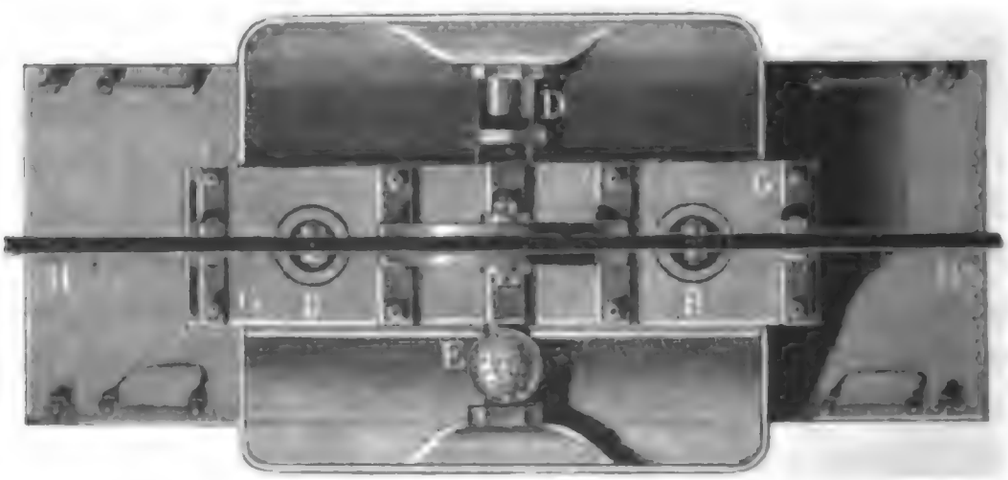


Fig. 734.



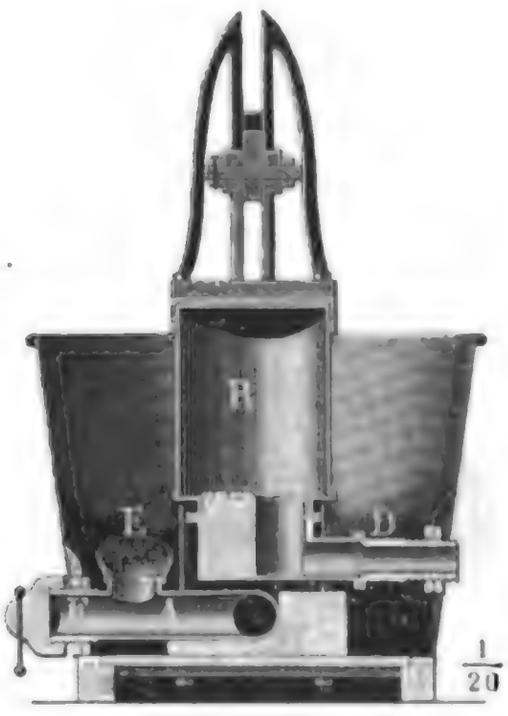
eine ſogenannte Schlittenſpritze, wird jedoch gewöhnlich auf einem Karren oder Wagen transportirt. Fig. 733 zeigt zur Hälfte den Längendurchſchnitt und zur Hälfte die Längenanſicht der Spritze, Fig. 734 ſtellt dieſelbe im Grundriß dar und Fig. 735 führt den Querſchnitt derſelben mitten durch den Windkeſſel vor Augen. Man ſieht in *A* das Saugrohr, in *B*, *B* die beiden Pumpencylinder, in *C*, *C* die Gurgelröhren, in *R* den Windkeſſel

Digitized by Google

und in D das Ausgußrohr. Das Saugrohr hat zwei Einmündungen E und F, wovon die eine mit dem Waſſerkaſten und die andere mit dem Raume außerhalb der Spritze communicirt. Kommt es darauf an, das Waſſer aus dem Waſſerkaſten zu entnehmen, ſo verſchließt man die Einmündung F durch eine Deckplatte und ſetzt zum Abhalten von Unreinigkeiten oder anderen fremdartigen Körpern, auf E einen vielfach durchlöcherten Saugkopf auf; ſoll hingegen Waſſer von außen angeſaugt werden, ſo verſchließt man E und ſchraubt an F den bis zu einem andern Waſſerbehälter reichenden und mit dem Saugkopf zu verſehenden Schlauch. Der untere Anſatz an den Windkeſſel iſt durch verticale Scheidewände in drei Kammern getheilt, wovon diejenigen beiden, in welche die Gurgelröhren einmünden, durch ſectorförmige Ventile bedeckt ſind, wogegen die nach dem Ausgußrohr führende dritte Kammer oben ganz offen iſt. Die oben über den ganzen Waſſerkaſten der Länge nach weggreifende Holzbohle GG iſt durch 8 Bolzen mit dem Schlitten und dem Untertheil des Waſſerkaſtens verbunden und trägt nicht allein die Lagerböcke KK des Druckhebels HH, ſondern auch die beiden Leitungen, wodurch die Seitenſchwankungen deſſelben verhindert werden, ſowie auch die aus Spiralfedern beſtehenden Puffer, wodurch der Hub dieſes Hebels begrenzt wird.

Feuerſpritzen.

Fig. 735.



§. 369. Noch hat man viele vom Gewöhnlichen abweichende Spritzenconſtructionen in Anwendung gebracht. Namentlich hat man auch die maſſiven Druckkolben durch ventilirte Hubkolben, ſowie den Hebelmechanismus zur Bewegung des Kolbens durch einen Kurbelmechanismus, ähnlich wie Fig. 268, Bd. II, vor Augen führt, erſetzt.

Der Pumpenmechanismus einer Feuerſpritze mit Ventilkolben von Leveſque iſt in Fig. 736 (a. f. S.) abgebildet. Man ſieht, daß hier der Windkeſſel WW unmittelbar auf den Pumpencylinder aufgeſetzt iſt, und daß die Kolbenſtange KL von dem untern Ende des Gußrohres eingeſchloſſen iſt und oben bei S durch eine Stopfbüchſe hindurchgeht.

Eine vollſtändige Feuerſpritze dieſer Art beſteht aus zwei ſolcher Pumpenmechanismen, und wird mittels einer Doppelkurbel in Bewegung geſetzt.

Digitized by Google

Feuerſpritzen. Um eine gleichförmige Umdrehung der Kurbelwelle zu erhalten, ſind auf derſelben noch zwei Schwungräder aufgeſetzt, welche beim Transport der Spritze als Wagenräder dienen.

Hierher gehören auch noch die Feuerſpritzen von Leteſtu. Das Eigenthümliche dieſer Spritzen beſteht theils in der Anwendung eines eigenthümlichen Ventilkolbens, theils darin, daß hier das Waſſer von oben in den Cylinder eintritt und nach unten in den Windkeſſel gedrückt wird. Was den Leteſtu'ſchen Kolben anlangt, ſo beſteht derſelbe aus einem durchlöcherten Blechtrichter *A A*, Fig. 737 I, und einem denſelben von innen bedeckenden Ledertrichter *B B*, Fig. 737 II, welcher noch $^1/_2$ über dem Blechtrichter hervorragt, und deshalb nicht allein als Ventil, ſondern auch als Liderungsmittel dient. Uebrigens iſt dieſer Lederconus nicht zuſammengenäht, ſondern er beſteht nur aus einem Lederſector, deſſen radiale und etwas abgeſchrägte Seiten über einander gelegt ſind. Den Pumpenmechanismus führt Fig. 738 vor Augen,

Fig. 736.

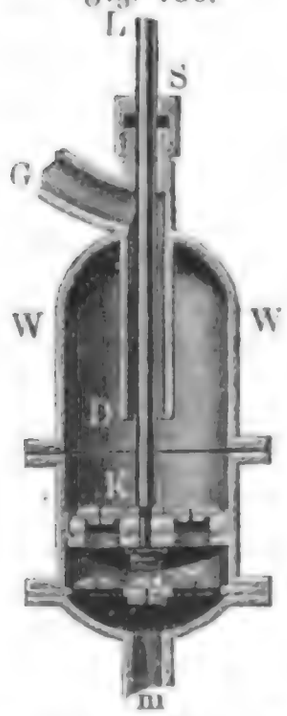


Fig. 737.

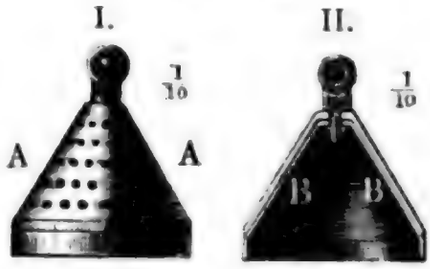
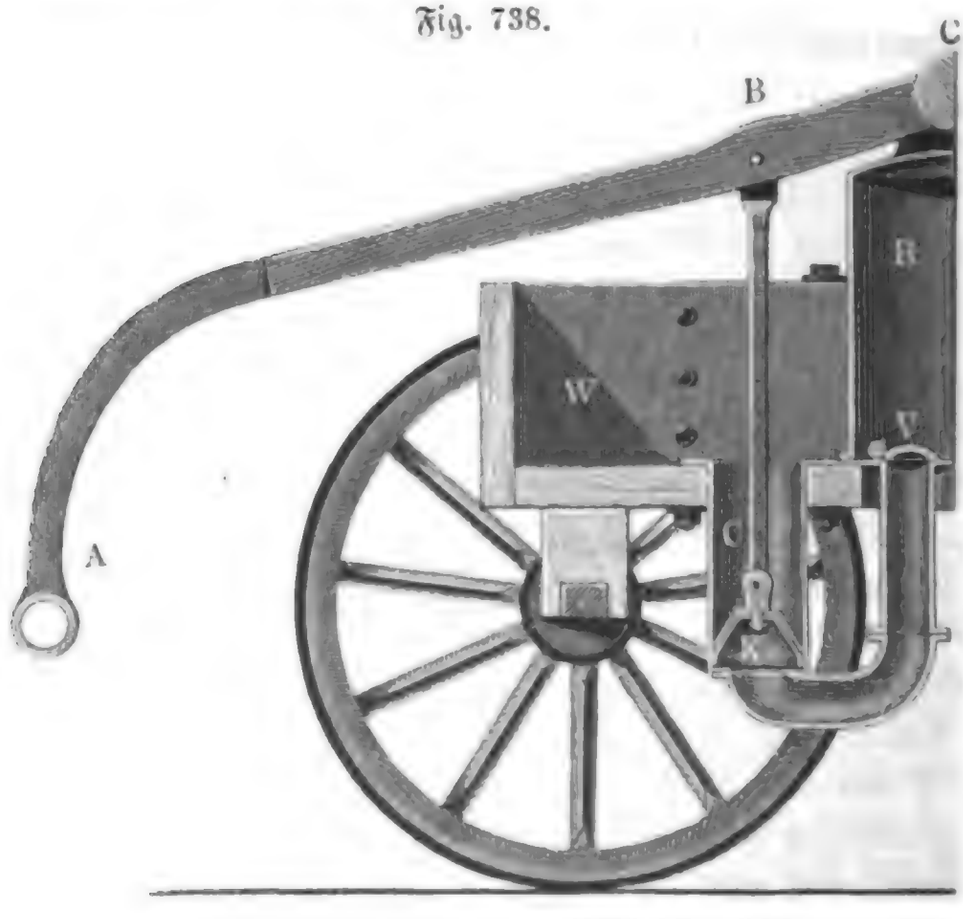


Fig. 738.



welche den Durchſchnitt des hinteren Theils einer ſolchen Spritze darſtellt. Feuerſpritzen.
Das aus dem Waſſerkaſten W von oben in den Cylinder C tretende Waſſer drückt beim Aufgang des Kolbens den Lederſtulp vom trichterförmigen Pumpenkörper K ab, und fließt hierbei durch die Löcher in demſelben hindurch; beim Niedergange des Kolbens drückt dagegen das unter demſelben befindliche Waſſer den Lederſtulp gegen den Blechconus an, hebt das Steigventil V und tritt in den Windkeſſel R. Noch führt ABC die eine Hälfte des um C drehbaren und in A den Druckbaum erfaſſenden Druckhebels vor Augen.

Eine andere abweichende Spritzenconſtruction beſteht in der Anwendung einer ſogenannten Prieſterpumpe ABA, Fig. 739. Hier iſt der Kolben

Fig. 739.

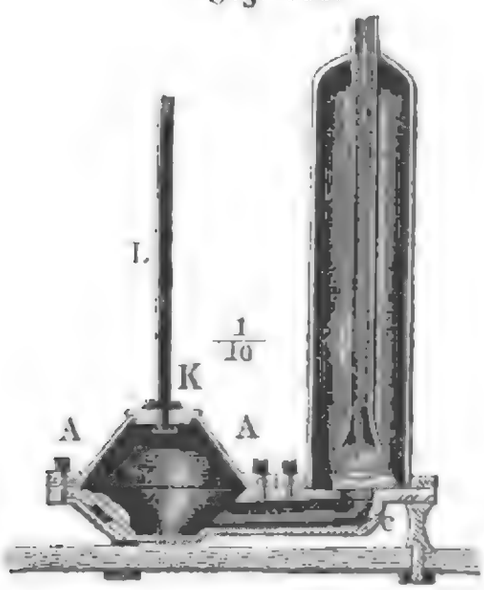
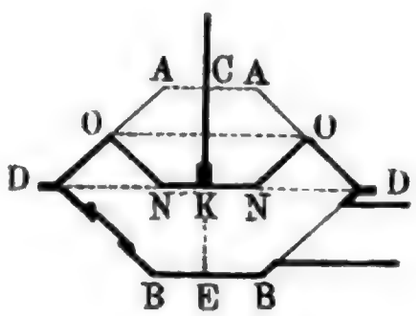


Fig. 740.



durch einen Lederkegel AA erſetzt, welcher unten mittels eines Ringes auf den Pumpenkörper auf- und oben an das Ende K der Kolbenſtange KL angeſchraubt iſt. Die übrige Einrichtung iſt ohne weitere Erklärung aus der Figur zu erſehen. Beim Niederdrücken des Kolbens AA, Fig. 740, bis auf den Boden BB der Pumpe wird der ganze aus zwei abgekürzten Kegeln $AADD$ und $DDBB$ beſtehende Pumpenraum ausgeleert; bezeichnen r_1 und r_2 die Halbmeſſer der Grundflächen AA und DD und iſt h die Höhe $CK = EK$ eines ſolchen Kegels, alſo der Kolbenhub $s = 2h$, ſo hat man folglich das theoretiſche Waſſerquantum, welches eine ſolche Pumpe pr. Spiel liefert:

$$V = {}^2/_3\,\pi h\,(r_1{}^2 + r_1 r_2 + r_2{}^2).$$

In der Regel iſt jedoch der Kolbenweg s kleiner, z. B. nur $= CK = h$, wo dieſes Volumen $AAOONN$:

$$V = {}^1/_3\pi h\left[r_1{}^2 + r_1\left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right) + \left(\frac{r_1 + r_2}{2}\right)^2\right]$$

$$= \frac{\pi h}{6}\left({}^7/_2\, r_1{}^2 + 2\, r_1 r_2 + \frac{r_2{}^2}{2}\right) \text{ ausfällt.}$$

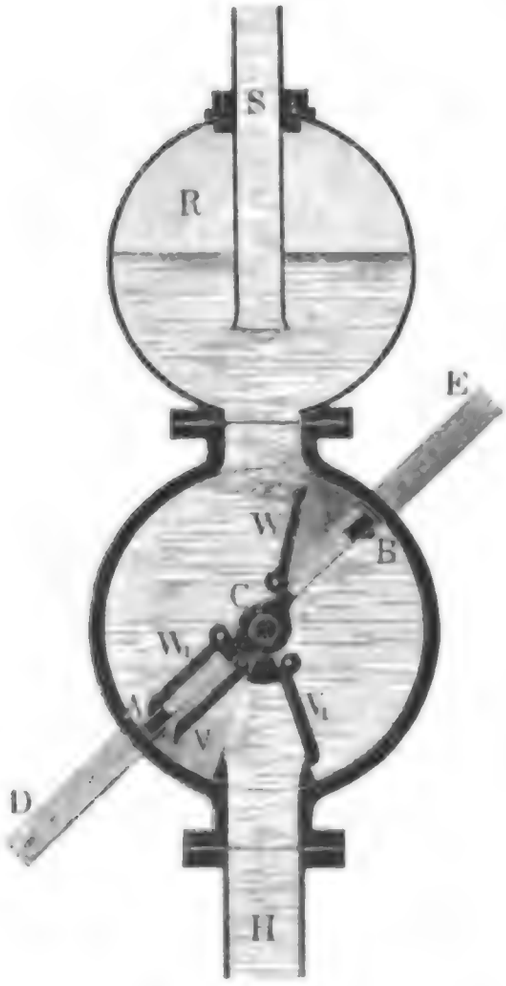
Digitized by Google

Feuerſpritzen.

Man hat auch bei den Feuerſpritzen die Pumpencylinder horizontal gelegt, namentlich ſind mehrfache Zubringer auf dieſe Weiſe ausgeführt worden. Zu dieſen Feuerſpritzen mit liegenden Cylindern gehören namentlich die Feuerſpritzen von Etter, von Kronauer u. ſ. w. (ſ. Kronauer's Zeitſchrift für Technologie, Bd. I).

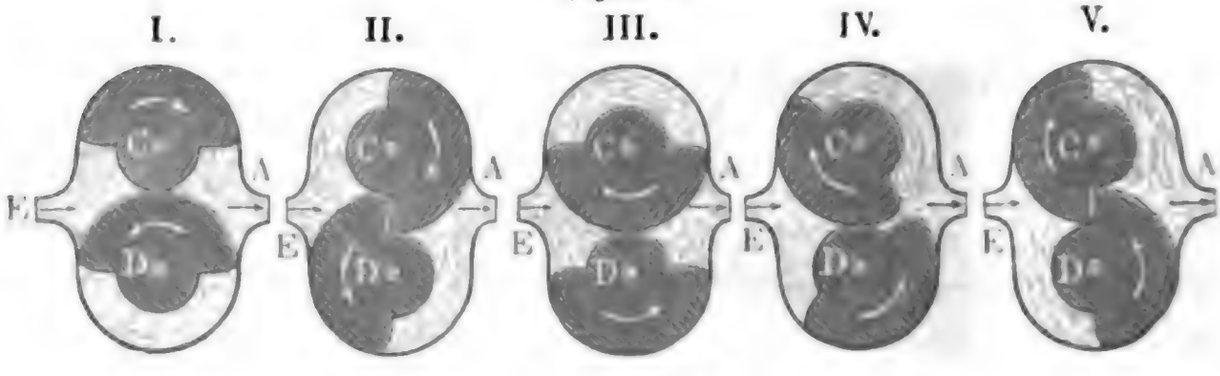
Endlich hat man auch die ſogenannten Rotationspumpen bei den Feuerſpritzen in Anwendung gebracht. Es gehören hierher die Bramahpumpen, ſowie die Hale'ſchen und Repſold'ſchen Pumpen. Bei den Bramahpumpen ſchwingt der Kolben in einem cylindriſchen Gehäuſe um eine Axe, welche mit der geometriſchen Axe dieſes Gehäuſes zuſammenfällt. Die weſentliche Einrichtung einer ſolchen Bramahſpritze iſt aus dem in Fig. 741 abgebildeten Durchſchnitt zu erſehen. Der Kolben AB wird durch den Schwengel oder Druckhebel DE um die Axe C in einem Bogen von circa 90 Grad auf- und niederbewegt, wobei ſich abwechſelnd eins der beiden Saugventile V und V_1 und eins der Kolbenventile W und W_1 eröffnet. Es wird in Folge deſſen bei jedem Kolbenſchwunge Waſſer durch die Saugröhre H angeſaugt und in den Windkeſſel R gedrückt, von wo aus es das Gußrohr S in einem ſtetigen Strome weiterführt. Der Hale'ſchen und der Repſold'ſchen Rotationspumpen iſt ſchon §. 344 gedacht worden.

Fig. 741.



Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweiſe der letzteren Pumpen iſt aus den fünf Abbildungen in Fig. 742 zu erſehen.

Fig. 742.

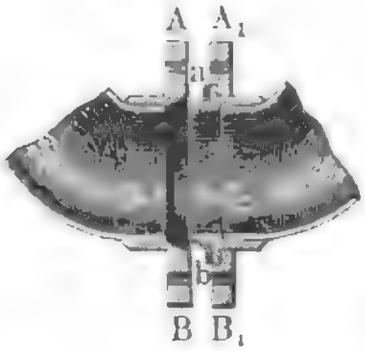


Auf den Wellen C und D ſitzen zwei Räder mit theils geradlinig, theils epicycloidiſch geformten Stufen (ſ. §. 60), ſowie zwei in einander eingreifende Zahnräder, wodurch die mittels einer Kurbel bewirkte Umdrehung der einen Welle in entgegengeſetzter Richtung auf die andere Welle übergetragen wird. Während dieſer Umdrehung bleiben die in einem Gehäuſe eingeſchloſſenen Stufenräder in ſteter Berührung, ſaugen durch das Seitenrohr E Waſſer ein und drücken es in das an A anſchließende Steigrohr. Feuerſpritzen.

§. 370. Die den Feuerſpritzen eigenthümlichen Theile ſind vorzüglich die Zu- und Ableitungsröhren und Schläuche, nebſt den Mundſtücken, ferner der Windkeſſel, die Druckhebel und die Vehikel oder Fortſchaffungsmittel. Ueber dieſe Theile iſt noch Folgendes mitzutheilen. Die Saugröhren ſind 2 bis 3 Zoll weit und beſtehen entweder aus Leder oder aus vulcaniſirtem Kautſchuk oder aus Kupfer. Die ledernen Saugröhren oder Schläuche werden entweder zuſammengenäht oder zuſammengenietet und, damit ſie dem äußern Luftdruck widerſtehen können, innen mit einer Spirale von 2 Linien dickem Draht oder in Abſtänden von $^1/_4$ bis $^1/_2$ Zoll, mit 1 bis 2 Zoll breiten Kupferringen bekleidet. Kupferne Saugröhren erhalten in der Mitte ein Gelenk wie $A B B_1 A_1$, Fig. 743 und 744, welches im Inneren mit einem Lederring $a b$ abgedichtet iſt und dazu dient, die Richtung des Waſſerſtromes nach Bedürfniß abzuändern. Die Einmündung des nach Befinden aus mehreren ſolchen Schläuchen zuſammengeſchraubten Zuleitungsrohres iſt mit einem durchlöcherten Saugkopf zu verſehen.

Fig. 743.

Fig. 744.



Der Windkeſſel iſt entweder aus Meſſingguß oder aus Kupfer- oder Meſſingblech und erhält in der Regel die Form eines aufrecht ſtehenden Cylinders mit ſegmentförmigen Endflächen. Sein Faſſungsraum ſoll mindeſtens das Achtfache eines Pumpencylinders ſein, und ſeine Wandſtärke iſt wie die der ihm ſehr ähnlichen Dampfkeſſel zu berechnen (ſ. Bd. II, §. 378). Die Gurgelröhren, deren Weite die Hälfte der Stiefelweite iſt, münden am Boden des Windkeſſels aus, das Standrohr mündet entweder nahe über dem Boden in den Windkeſſel oder man führt es von oben durch den Deckel in denſelben ein. Zunächſt über dem Waſſerkaſten ſchließt man mittels eines

Digitized by Google

Feuerspritzen. Gelenkes *A A*, Fig. 745 eine Kropfröhre an das Standrohr an, an welches dann nach Befinden der nöthige Schlauch mit der Gußröhre angeschraubt wird. Bei größeren Spritzen setzt man statt derselben ein sogenanntes Wenderohr unmittelbar auf die Deckplatte des Windkessels. Ein solches Wenderohr enthält mehrere Gelenke, wie *A, B, C*, Fig. 746, sowie auch zwei Kröpfe *D* und *E*, eine Seitenröhre *F* und ein paar Hähne *G* und *H*. Ein zweckmäßiges Rohrgelenk ist in Fig. 747 abgebildet. Der gespaltene

Fig. 745.

Fig. 746.

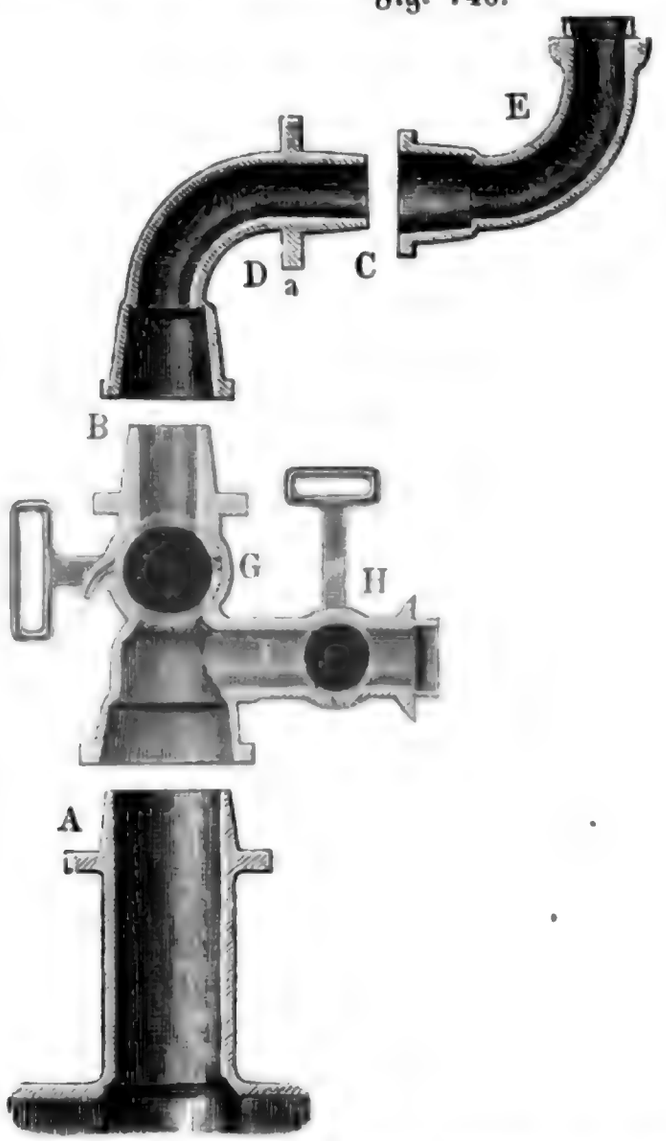
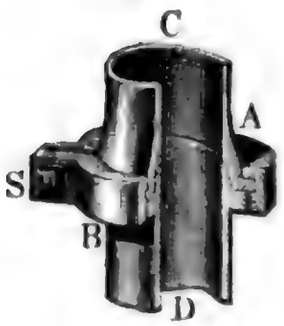


Fig. 747.



Ring *A B*, welcher die Rohrenden *C* und *D* mit einander verbindet, ist an der Flantsche des einen Rohrendes angeschraubt, erfaßt die Flantsche am anderen Rohrende und wird nach vollbrachter Drehung, mittels einer Preßschraube *S* fest aufgedrückt.

Die Spritzenschläuche, welche das Wasser von der Spritze aus nach entfernteren Punkten führen, sind entweder lederne oder leinene. Dieselben haben eine Weite von 1 bis 2 Zoll, und bestehen aus Stücken von 20 bis 30 Fuß Länge. Während die ledernen Schläuche entweder mittels des sogenannten Schusterdrahtes zusammengenäht oder durch kupferne Nietbolzen von circa $^1/_2$ Linie Dicke zusammengenietet werden, sind die leinenen

Digitized by Google

Schläuche gleich rund gewoben. Damit die Schläuche nicht hart und steif werden, sind sie im feuchten Zustande von Zeit zu Zeit einzuschmieren. Die Art und Weise, wie die Schläuche durch Schrauben verbunden werden, ist aus den Abbildungen in Fig. 748 und 749 zu ersehen. Es läuft sowohl die Mutter *A*, Fig. 748, wie die Schraube *B B*, Fig. 749, in eine kurze cylindrische Messingröhre *C* aus, über welche das Schlauchende *DD* weggezogen und worauf es durch eine umwickelte Schnur befestigt wird. Feuerspritzen.

Die Gußröhre, durch welche der Ausfluß erfolgt, hat um sie bequem und leicht richten zu können, eine innere Weite von nur 1 bis $1^1/_2$ Zoll und eine Länge von mindestens 12 Zoll; sie hat an einem Ende eine Schraubenmutter zum Anschluß an das Standrohr oder an das Schlauchende, und am andern Ende ein Schraubengewinde, um das Mundstück anschrauben zu können. Das Mundstück ist eine messingene konische Röhre *A B*, Fig. 750, von 6 bis 8 Zoll Länge, welche bei ihrer Einmündung die Weite von 1 bis $1^1/_2$ Zoll des Gußrohres und bei der Ausmündung die von $^1/_8$ bis $^2/_3$ Zoll hat. Man giebt mit Vortheil diesem Mundstücke eine Seitenconvergenz *B C B* von 5 Grad. Der Widerstandscoefficient eines solchen Mundstückes ist bei mehrfachen Versuchen von dem Verfasser nicht größer als 0,03 gefunden worden; es wird also durch die Reibung des Wassers an der innern Wand dieses Mundstückes die Steighöhe des Strahles nur um 3 Proc. vermindert.

Fig. 748.

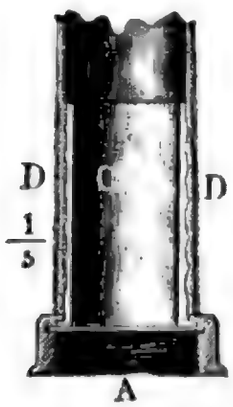


Fig. 749.

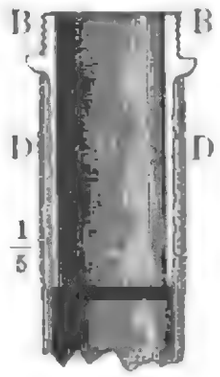


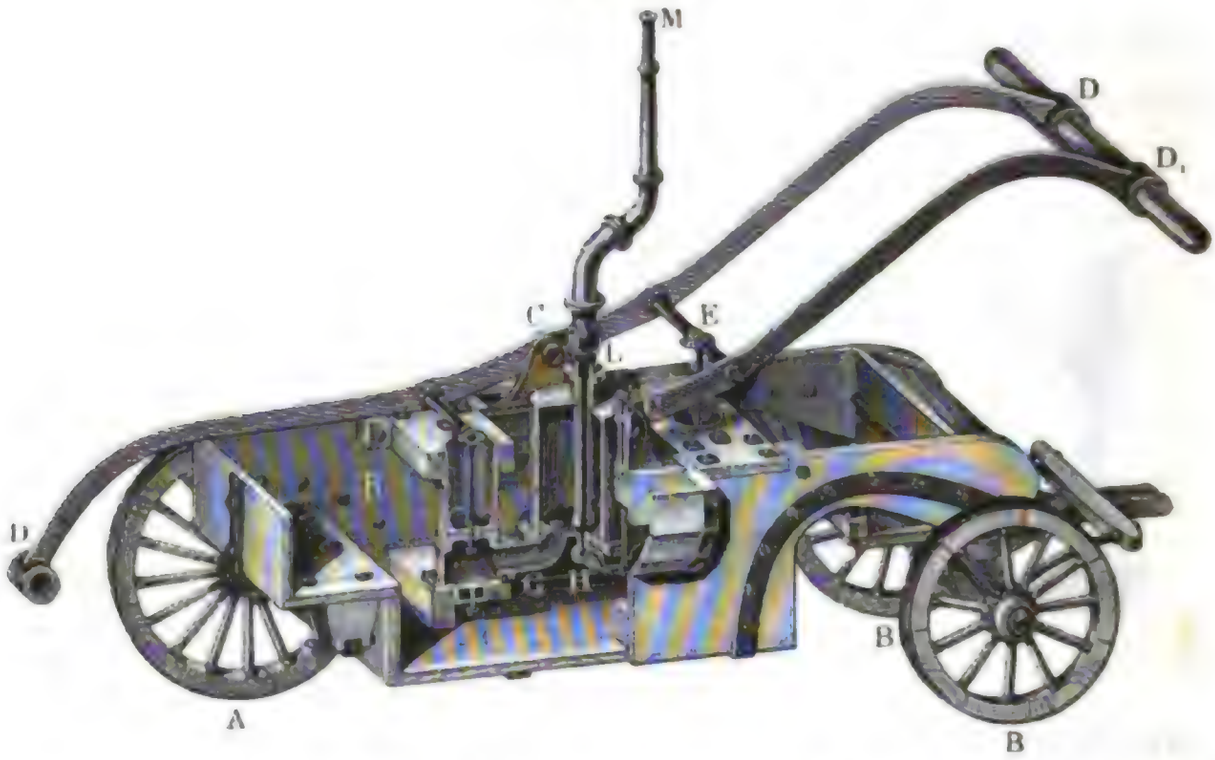
Fig. 750.

Der Druckhebel, wodurch die Kolben größerer Feuerspritzen in Bewegung gesetzt werden, besteht bei größeren Spritzen aus zwei durch Querstangen zu einem Ganzen verbundenen Hebeln. Dieselben umschließen das Wenderohr und das Standbrett für den Rohrführer zu beiden Seiten. Die Enden dieser Hebel laufen in Hülsen aus, in welche die hölzernen Druckbäume zu liegen kommen. Ein Druckbaum ist 2 bis $2^3/_4$ Zoll dick, höchstens 10 Fuß lang, und gestattet die Anstellung von höchstens 10 Mann. Uebrigens sind die Druckhebel so lang zu machen und so nach unten zu krümmen, daß das Wagengestell den Spritzenleuten bei der Arbeit nicht hinderlich ist.

Digitized by Google

Feuerspritzen. Die Einrichtung einer vollständigen Wagenspritze ist aus Fig. 751 zu ersehen. Der innen mit Blech ausgeschlagene Wasserkasten R ruht auf den Hinterrädern $A\,A$ und den Vorderrädern $B\,B$, und schließt nicht allein

Fig. 751.



das ganze Pumpenwerk in sich ein, sondern trägt auch noch die Axe CC des Druckhebels DD. Ferner ist G das Gurgelrohr, CM das sich in das Mundstück M endigende Standrohr u. s. w.

Berechnung der Feuerspritzen. §. 371. Bei der Ausführung einer Feuerlöschspritze ist als gegeben anzusehen: die geforderte Strahlhöhe oder die davon abhängige Geschwindigkeit des aus dem Spritzenmundstücke ausfließenden Wassers, ferner die Kraft und Anzahl der anzustellenden Spritzenleute, die Geschwindigkeit, mit welcher dieselben arbeiten sollen, und der Weg des Kraftpunktes bei jedem Kolbenspiele. Die zu fördernde Trag- oder Steighöhe ist bei den kleineren Tragspritzen 40 bis 50 Fuß, bei größeren Fahrspritzen aber 60 bis 100 Fuß. Fände das Wasser bei seiner Bewegung durch die Luft kein Hinderniß vor, so wäre die der Ausflußgeschwindigkeit w entsprechende senkrechte Steighöhe $z = \frac{w^2}{2g}$; bei den größeren Ausflußgeschwindigkeiten ist jedoch die effective Steighöhe kleiner, und nach den neueren Beobachtungen des Verfassers, für den Ausfluß des in Fig. 750 abgebildeten Mundstückes nur drei Viertel der theoretischen Steighöhe anzunehmen, also

$$z = {}^3/_4\,\frac{w^2}{2g} = 0{,}012\,w^2 \text{ Fuß},$$

Berechnung der Feuerſpritzen.

ſowie

$$w = \sqrt{{}^4/_3\ 2gz} = 1{,}155\ \sqrt{2gz} = 9{,}13\ \sqrt{z}\ \text{Fuß}.$$

Die Erzeugung dieſer Geſchwindigkeit fordert die Druckhöhe

$$h = \frac{w^2}{2g} = {}^4/_3\ .\ z$$

und folglich die theoretiſche Kraft, wenn F_0 den Inhalt der Kolbenfläche bezeichnet:

$$P = F_0 h \gamma = {}^4/_3\ F_0 z \gamma.$$

Iſt K die Kraft eines Arbeiters am Spritzenhebel, n die Anzahl der angeſtellten Spritzenleute, a der Hebelarm der Kraft und b der der Laſt oder eines Pumpenkolbens, ſo hat man $nKa = Pb$, und folglich auch

$$nK = {}^4/_3\ \frac{b}{a}\ F_0 z \gamma,$$

wonach ſich dann der Kolbenquerſchnitt

$$F_0 = {}^3/_4\ \frac{a}{b} \cdot \frac{nK}{z\gamma}$$

beſtimmt.

Wir haben in Bd. II, §. 123, bei dem Arbeiten der Menſchen am Hebel die Kraft eines Arbeiters nur 10,7 Pfund und eine Geſchwindigkeit von 3,5 Fuß angenommen, und dabei vorausgeſetzt, daß der Arbeiter täglich 8 Stunden arbeite. Da aber bei den Spritzenleuten die Arbeitszeit eine viel kleinere iſt, ſo können wir die Leiſtung derſelben pr. Secunde viel größer und zwar erfahrungsmäßig dreimal ſo groß, d. i. 3 . 10,7 . 3,5 = 112 Fußpfund annehmen. Setzen wir eine Geſchwindigkeit des Kraftpunktes von 5 Fuß voraus, ſo iſt folglich die entſprechende Kraft eines Arbeiters $K = \frac{112}{5} = 22{}^1/_2$ Pfund; da die Arbeiter nur beim Niederdrücken des Hebels wirken, ſo iſt hierbei die effective Kraft $= 2K = 45$ Pfd., dafür aber die Anzahl der arbeitenden Spritzenleute nur $= \frac{n}{2}$ anzunehmen. Die gefundene Formel gilt nur für eine gewöhnliche zweiſtiefelige Spritze mit einfacher und für eine einſtiefelige Spritze mit doppelter Wirkung; bei einer einſtiefeligen einfachwirkenden Spritze iſt die Kolbenfläche F doppelt, und bei einer zweiſtiefeligen doppeltwirkenden Pumpe iſt dieſe Fläche nur halb ſo groß zu machen, als dieſe Formel angiebt.

In Folge der Kolbenreibung iſt aber, wenn d_0 den Kolbendurchmeſſer, b_0 die Liderungsbreite bezeichnet (ſ. Bd. II, §. 297), die Kolbenkraft $\left(1 + 4\varphi \frac{b_0}{d_0}\right)$ mal ſo groß, und im Mittel $1 + 4\varphi \frac{b_0}{d_0} = 1{,}15$ zu

Digitized by Google

Berechnung der Feuerſpritzen.

ſetzen. Deshalb geht nun auch obige Formel mit Berückſichtigung dieſer Reibung in folgende über:

$$F_0 = {}^3/_4 \frac{a}{b} \cdot \frac{nK}{1{,}15\, z\gamma} = {}^2/_3 \frac{a}{b} \frac{nK}{z\gamma}.$$

Endlich wird noch wegen der hydrauliſchen Hinderniſſe in den Leitungen die Widerſtandshöhe $\frac{w^2}{2g}$ auf

$$\left[1 + \xi + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \xi_2 \left(\frac{d}{d_2}\right)^4 + \ldots\right]\frac{w^2}{2g}$$

geſteigert, wenn ξ den Widerſtandscoefficienten für das Gußrohr ſammt Mundſtück, ξ_1 den Coefficienten der Reibung in den Röhren und Schläuchen, l_1 die Länge und d_1 die Weite derſelben, ξ_2 den Widerſtandscoefficienten für den Durchgang durch das Steigventil, d_2 den Durchmeſſer der Ventilöffnung u. ſ. w. und endlich d den Durchmeſſer des Mundſtückes in der Ausmündung bezeichnet. Nimmt man den Coefficienten $\xi_1 = 0{,}03$, alſo um $^1/_3$ größer als gewöhnlich an (ſ. Bd. II, §. 298), ſetzt ferner die Schlauchlänge $l_1 = 60$ Fuß, die Schlauchweite $d_1 = 2$ Zoll, und nimmt die Mündungsweite $d = {}^2/_3$ Zoll an, ſo erhält man:

$$\xi_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 = 0{,}03 \,.\, 60 \,.\, 6 \;\; ({}^1/_3)^4 = \frac{1{,}2}{9} = 0{,}133\ldots$$

Setzen wir nun noch $\xi = 0{,}05$ und $\xi_2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4 = 0{,}066\ldots$, ſo erhalten wir in dem Falle, wenn durch den Schlauch geſpritzt wird,

$$1 + \xi + \xi_1 \frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d}{d_1}\right)^4 + \xi_2\left(\frac{d}{d_2}\right)^4$$
$$= 1 + 0{,}05 + 0{,}133 + 0{,}066 = 1{,}25,$$

wogegen wir, wenn aus dem Standrohr geſpritzt wird, alſo l_1 viel kleiner iſt, dieſen Werth nur $= 1{,}125$ ſetzen wollen. Mit Berückſichtigung dieſer hydrauliſchen Nebenhinderniſſe erhalten wir nun für die erforderliche Größe der Kolbenfläche:

1. beim Spritzen aus dem Standrohr:

$$F_0 = {}^2/_3 \frac{a}{b} \frac{nK}{1{,}125\, z\gamma} = 0{,}6 \frac{a}{b} \cdot \frac{nK}{z\gamma}, \text{ und dagegen}$$

2. beim Spritzen mittels Schlauchführung:

$$F_0 = {}^2/_3 \frac{a}{b} \frac{nK}{1{,}25\, z\gamma} = {}^8/_{15} \frac{a}{b} \cdot \frac{nK}{z\gamma},$$

wofür wir der Einfachheit und Sicherheit wegen,

$$F_0 = 0{,}5 \frac{a}{b} \cdot \frac{nK}{z\gamma}$$

ſetzen wollen.

Digitized by Google

Führen wir noch $K = 22\frac{1}{2}$ Pfd. und $\gamma = 66$ Pfd. ein, ſo erhalten wir hiernach den erforderlichen Kolbendurchmeſſer: Berechnung der Feuerſpritzen.

1. Für das Spritzen aus dem Standrohr:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{2{,}4\,.\,a}{\pi b}\cdot\frac{22{,}5\,n}{66\,z}} = \sqrt{\frac{9}{11\pi}\cdot\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}}$$

$$= 0{,}510\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}}\text{ Fuß} = 6{,}12\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}}\text{ Zoll.}$$

2. Für das Spritzen aus dem Schlauche:

$$d_0 = \sqrt{5/6}\,.\,0{,}51\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}} = 0{,}466\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}}\text{ Fuß}$$

$$= 5{,}59\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}}\text{ Zoll.}$$

Uebrigens ſind dieſe Werthe entweder noch mit $\sqrt{2} = 1{,}41$, oder mit $\sqrt{1/2} = 0{,}707$ zu multipliciren, je nachdem die Spritze eine eincylindrige einfachwirkende oder eine zweiſtiefelige doppeltwirkende iſt.

Bei der Entwickelung dieſer Formeln iſt auf die Kraft zum Einſaugen des Waſſers nicht Rückſicht genommen, weil dieſelbe nur dann eine namhafte wird, wenn die Spritze das Waſſer mittels eines langen Schlauches aus einer entfernten Pumpe anſaugt, in welchem Falle es aber ſtets beſſer iſt, einen Zubringer anzubringen.

§. 372. Die Geſchwindigkeit v des Kraftpunktes iſt als gegeben anzuſehen und zwar iſt dieſelbe 5 Fuß angenommen worden; aus ihr beſtimmt ſich die mittlere Kolbengeſchwindigkeit $v_0 = \frac{b}{a}\,v$, und hiernach wieder mittels der bekannten Gleichung $d_0^2\,v_0 = d^2\,w$, der Durchmeſſer der Ausmündung:

$$d = d_0\sqrt{\frac{v_0}{w}} = d_0\sqrt{\frac{b}{a}\cdot\frac{v}{\sqrt{\frac{4}{3}\cdot 2gz}}} = d_0\sqrt{\frac{b}{a}\cdot\frac{v}{9{,}13\sqrt{z}}}$$

$$= 0{,}331\,d_0\sqrt{\frac{bv}{a\sqrt{z}}},$$

alſo für $v = 5$ Fuß:

$$d = 0{,}74\sqrt{\frac{b}{a}}\cdot\frac{d_0}{\sqrt[4]{z}}$$

Iſt s der Weg des Angriffspunktes beim einmaligen Niederdrücken des Schwengels, ſo hat man die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute:

$$n = \frac{30\,v}{s},$$

alſo für $v = 5$ Fuß geſetzt:

Digitized by Google

Berechnung der Feuerspritzen.

$$n = \frac{30 \,.\, 5}{s} = \frac{150}{s}.$$

Der Kolbenhub ist $s_0 = \frac{b}{a}\, s.$

Endlich folgt das pr. Secunde ausgetriebene Wasserquantum

$$Q = \frac{n}{60} \cdot 2 F_0 s_0,$$

wofür der Sicherheit wegen jedoch nur 85 Proc. anzunehmen, also

$$Q = 0{,}85 \,.\, \frac{n}{60} \,.\, 2 F_0 s_0 = 0{,}0283\, n_0 F_0 s_0$$

zu setzen ist.

Was endlich noch die Größe des Windkessels anlangt, so hängt diese von der Ungleichförmigkeit des Wasserzutrittes in denselben und von der Gleichförmigkeit der Ausströmungsgeschwindigkeit des Wassers ab. Je ungleichförmiger das Wasser dem Windkessel zugeführt wird und je gleichförmiger dasselbe aus dem Mundstücke austreten soll, desto größer muß auch der Fassungsraum des Windkessels sein.

Ist ein Mal das Luftvolumen im Windkessel W, und die entsprechende Steighöhe z, und ein anderes Mal dieses Volumen $= W_1$ sowie die zugehörige Steighöhe z_1, so gilt die Formel

$$\frac{W_1}{W} = \frac{z}{z_1};$$

daher auch

$$\frac{W - W_1}{W} = \frac{z_1 - z}{z_1}.$$

Ist nun der Grad der Veränderlichkeit der Sprunghöhe $\frac{z_1 - z}{z_1} = \delta$ gegeben, so läßt sich der entsprechende Fassungsraum des Windkessels

$$W = \frac{W - W_1}{\delta}$$

bestimmen.

Die Differenz $W - W_1$ ist auch gleich der im Windkessel angesammelten Wassermenge und beträgt in der Regel einen gewissen Theil des Stiefelraumes, ist also $= \mu V = \mu F_0 s_0$ zu setzen. Jedenfalls bewegt sich der Kolben am Anfange des Niederganges beschleunigt und am Ende desselben verzögert; da aber der Abfluß des Wassers mehr gleichförmig erfolgt, so sammelt sich in der ersten Hälfte des Kolbenschubes eine gewisse Wassermenge im Windkessel an, und es fließt dagegen in der zweiten Hälfte desselben eine solche Wassermenge im Uebermaß ab.

Würden die Spritzenkolben durch eine gleichförmig umlaufende Kurbel bewegt, so ließe sich $W - W_1 = \mu V$ auf folgende Weise ermitteln. Es

Digitized by Google

ſei r die Länge des Kurbelarmes, alſo $2r$ der ganze Kolbenhub. Hat die Kurbel vom todten Punkte aus den Winkel β durchlaufen, ſo iſt die in den Windkeſſel eingeführte Waſſermenge: Berechnung der Feuerſpritzen.

$$W_1 = Fr\,(1 - cos.\beta),$$

und dagegen die gleichzeitig abfließende Waſſermenge:

$$W = F\,\frac{\beta}{\pi}\cdot 2r,$$

folglich

$$W - W_1 = Fr\left(\frac{2\beta}{\pi} - (1 - cos\beta)\right).$$

Dieſe Differenz iſt ein Maximum für $sin.\beta = \frac{2}{\pi}$ oder $\beta = 39^0 32'$ (ſ. §. 104), und zwar $= 0{,}2105\,Fr$. Für $\beta = 90^0$ iſt $W - W_1$ wieder $=$ Null, für $\beta = 140^0 28'$ iſt ferner $W - W_1 = -0{,}2105\,Fr$, und endlich für $\beta = 180^0$ wieder $=$ Null; es ergiebt ſich folglich die größte Differenz

$$W - W_1 = 2\,.\,0{,}2105\,Fr = 0{,}2105\,.\,F\,.\,2r = 0{,}2105\,V,$$

und daher hiernach die erforderliche Größe des Windkeſſels:

$$W = 0{,}2105\,\frac{V}{\delta}.$$

Nimmt man $\delta = 1/50$ an, geſtattet man alſo der Steighöhe des Strahles nur ein Schwanken von 2 Proc., ſo erhält man den erforderlichen Faſſungsraum des Windkeſſels

$$W = 10{,}5\,V,$$

alſo über zehn Mal ſo groß als den Stiefelraum.

Wenn auch die Bewegung der Pumpenkolben mittels eines Druckhebels nicht dieſelbe iſt wie die mittels einer Kurbel, ſo haben beide Bewegungsweiſen doch das Verhältniß gemeinſchaftlich, daß ſie mit Null Geſchwindigkeit beginnen und aufhören und auf dem halben Wege die Maximalgeſchwindigkeit haben; es läßt ſich folglich erwarten, daß die gefundene Beziehung zwiſchen der Größe des Windkeſſels und der des Pumpenſtiefels auch bei den Druckhebelſpritzen nahe dieſelbe ſei.

Bei den einfachwirkenden einſtiefeligen Spritzen hängt das Verhältniß zwiſchen W und V vorzüglich von dem Verhältniß der Aufgangszeit zur Niedergangszeit des Kolbens ab. Da beim Aufgang die Arbeitsverrichtung faſt Null iſt, ſo kann auch die Aufgangszeit viel kleiner als die Niedergangszeit ſein; nehmen wir ſie halb ſo groß als die letztere, alſo ein Drittel der ganzen Zeit eines Spieles an, ſo fällt auch

$$W - W_1 = 1/3\,.\,2\,Fr = 1/3\,V$$

aus, und es iſt daher dann

$$W = 1/3\,\frac{V}{\delta},$$

Digitized by Google

Berechnung der Feuerſpritzen.

alſo für $\delta = {}^1/_{50}$

$$W = 16{,}67\, V$$

zu ſetzen.

Gewöhnlich begnügt man ſich hier mit einer größeren Ungleichförmigkeit des Waſſerſtrahles, z. B. mit

$$\delta = {}^1/_{25}, \text{ wobei}$$
$$W = 8{,}33\, V \text{ ausfällt.}$$

Bei den gewöhnlichen einfachwirkenden zweiſtiefeligen Feuerſpritzen auf Wagen, wo die arbeitende Mannſchaft 8 bis 32 iſt, beträgt der Durchmeſſer eines Pumpenkolbens 5 bis 7 Zoll, und es wird durch dieſelbe in der Minute eine Waſſermenge von 10 bis 20 Cubikfuß, 70 bis 100 Fuß hoch geſpritzt, wobei die Weite der Ausmündung des Spritzenmundſtückes 0,5 bis 0,7 Zoll beträgt.

Beiſpiel. Wenn eine einfachwirkende zweiſtiefelige Feuerſpritze bei einer Bedienung mit 16 Mann und bei dem Hebelverhältniß $\frac{a}{b} = {}^5/_1$ das Waſſer auf 90 Fuß Höhe werfen ſoll, ſo iſt unter der Vorausſetzung, daß dieſelbe das Waſſer bloß aus dem Standrohr austreibt, die erforderliche Cylinderweite

$$d_0 = 6{,}12\sqrt{\frac{a}{b}\cdot\frac{n}{z}} = 6{,}12\sqrt{\frac{5\,.\,16}{90}} = 6{,}12\sqrt{{}^8/_9} = 5{,}75 \text{ Zoll,}$$

und dagegen die Mündungsweite des Spritzenrohres:

$$d = 0{,}74\sqrt{\frac{b}{a}}\cdot\frac{d_0}{\sqrt[4]{z}} = 0{,}74\sqrt{{}^1/_5}\cdot\frac{d_0}{\sqrt[4]{90}} = \frac{0{,}74\,.\,0{,}447}{3{,}08}\,d_0 = 0{,}1075\,d_0$$
$$= 0{,}1075\,.\,5{,}75 = 0{,}6175 \text{ Zoll.}$$

Nimmt man den Weg des Druckbaumes beim Niederdrücken deſſelben, $s = 3$ Fuß an, ſo erhält man den Kolbenhub

$$s_0 = \frac{b}{a}\,s = \frac{36}{5} = 7{,}2 \text{ Zoll,}$$

und die Anzahl der Spiele eines Kolbens pr. Minute:

$$n = \frac{150}{s} = \frac{150}{3} = 50.$$

Der Stiefelraum iſt

$$V = F_0 s_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}\,s_0 = 7{,}2\,.\,5{,}75^2\,.\,\frac{\pi}{4} = 187 \text{ Cubikzoll} = 0{,}1082 \text{ Cubikfuß;}$$

folglich das pr. Minute ausſtrömende Waſſerquantum:

$$60\,Q = 2\,.\,n\,V = 100\,.\,0{,}1082 = 10{,}82 \text{ Cubikfuß.}$$

Der Faſſungsraum des Waſſerkaſtens iſt

$$V_1 = {}^3/_2\,.\,60\,Q = 90\,Q = 16{,}23 \text{ Cubikfuß}$$

anzunehmen.

Giebt man demſelben eine lichte Weite von $2{}^3/_4$ Fuß, eine lichte Länge von 4 Fuß, und rechnet man auf eine Waſſertiefe von $1{}^3/_4$ Fuß, ſo erhält man:

$$V_1 = 4\,\frac{11}{4}\,.\,{}^7/_4 = \frac{77}{4} = 19{,}25 \text{ Cubikfuß,}$$

wovon jedoch noch der von den Stiefeln und vom Windkeſſel eingenommene Raum abzuziehen iſt.

Digitized by Google

Anmerkung. Ausführlich über die Feuerſpritzen handelt: Frick, die Feuerſpritze. Anleitung zu deren Bau, Berechnung, Behandlung und Prüfung; für Spritzenfabrikanten, Spritzenmeiſter, Polizei- und Gemeindebeamte, Löſchvereine und Feuerverſicherungsgeſellſchaften. Mit 263 in den Text eingedruckten Holzſchnitten. Braunſchweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg und Sohn. Feuerſpritzen.

§. 373. Bei den Pumpenwerken oder Waſſerkünſten, welche durch Waſſerräder bewegt werden, erfolgt die Kraftübertragung und Umſetzung in der Regel durch Krummzapfen. Hat man es mit einem gewöhnlichen verticalen Waſſerrad zu thun, ſo iſt eine weitere Umſetzung durch Räderwerke nicht nöthig, da die Umdrehungszahl eines ſolchen Rades der Spielzahl einer Pumpe (4 bis 8 pr. Minute) entſpricht. Anders iſt es bei Turbinenkünſten; die Anzahl der Umdrehungen einer Turbine iſt ſo groß, daß hier ſtets ein oder mehrere Zahnradvorgelege nöthig ſind, um der Krummzapfenwelle die der geforderten Anzahl der Pumpenſpiele gleiche Umdrehungszahl zu verſchaffen. Kunſtgezeuge.

Die gewöhnlichen Waſſerradkünſte oder Kunſtgezeuge ſind entweder ohne oder mit einem Hebelvorgelege. Bei jenen hängt das Pumpengeſtänge unmittelbar an den Krummzapfen, welche entweder mit der Waſſerradwelle ein Ganzes bilden, oder deren Welle an die Waſſerradwelle angekuppelt iſt; bei dieſen hängt es hingegen an einem Hebel, welcher mittels einer beſonderen Kurbelſtange vom Krummzapfen in auf- und niedergehende Bewegung verſetzt wird. Bei Pumpenwerken mit einem Zahnradvorgelege ſitzt auf der Waſſerrad- oder Turbinenwelle ein kleineres Zahnrad und dieſes ſetzt ein größeres auf der Krummzapfenwelle ſitzendes Zahnrad in Umdrehung; bei ſolchen mit zwei Radvorgelegen iſt zwiſchen der Turbinenwelle und der Kurbelwelle noch eine dritte Welle eingeſchaltet, welche mittels eines größeren Zahnrades die Kraft der Turbinenwelle aufnimmt, und mittels eines kleineren dieſelbe auf die Kurbelwelle überträgt. Macht z. B. die Turbinenwelle pr. Minute 60 Umdrehungen und fordert man von der Kurbelwelle deren nur 5, iſt alſo eine Umſetzung von $\psi = {}^5/_{60} = {}^1/_{12}$ nöthig, ſo kann man zwei Zahnradvorgelege in Anwendung bringen, wovon das eine mit dem Umſetzungsverhältniſſe $\psi_1 = {}^1/_3$, und das andere mit dem Umſetzungsverhältniſſe $\psi_2 = {}^1/_4$ überträgt. Zu dieſem Zwecke erhält die Zwiſchenwelle ein Getriebrad, welches drei Mal ſo viel Zähne hat als das Treibrad auf der Turbinenwelle, und ein Treibrad, deſſen Zähnezahl vier Mal enthalten iſt in der des Getriebrades auf der Kurbelwelle. Dieſes ein- oder mehrmalige Umſetzen durch Zahnradvorgelege macht die Turbinen zum Umtrieb von Waſſerkünſten weniger geeignet, als die weit langſamer umlaufenden verticalen Waſſerräder.

Kleinere Pumpenwerke, welche mit Unterbrechungen und nicht auf lange Zeit arbeiten, ſetzt man auch durch Pferde mittels einer ſtehenden Welle

Digitized by Google

Kunstgezeuge. in Bewegung. Solche Wasserhebungskünste oder sogenannte **Roßkünste** sind im Wesentlichen wie die Wasserradkünste eingerichtet, nur erfordern dieselben stets ein Zahnradvorgelege wegen der kleinen Umdrehungszahl der stehenden Welle. Bei der mittleren mechanischen Schwengellänge $a = 25$ Fuß und der Geschwindigkeit $v = 3$ Fuß des Pferdes (s. Bd. II, §. 125) ist die Umdrehungszahl der stehenden Göpelwelle

$$u = \frac{30\,v}{\pi\,r} = \frac{30\,.\,3}{25\,\pi} = \frac{18}{15{,}7} = 1{,}15,$$

also nicht viel über Eins; soll nun die Pumpe pr. Minute fünf Spiele machen, so ist folglich ein Zahnradvorgelege nöthig, welches die Umdrehungszahl der stehenden Welle verfünffacht, wobei also die Zähnezahl des auf der stehenden Welle sitzenden Treibrades fünfmal so groß ist als die der Kurbelwelle.

Endlich hat man auch noch sogenannte **Windkünste**, welche durch ein Windrad in Bewegung erhalten werden. Die einfachste Einrichtung einer Windkunst besteht darin, daß man die Windradwelle kröpft und das Pumpengestänge mittels einer Kurbelstange an die durch diese Kröpfung gebildete Kurbel anhängt. Eine solche Windkunst ohne Vorgelege giebt aber eine sehr große Anzahl der Kolbenspiele, wobei nur ein sehr kleiner Kolbenhub anwendbar ist und die Nutzleistung ansehnlich herabgezogen wird. Ist z. B. der Halbmesser des Windrades $r = 28$ Fuß und die Umfangsgeschwindigkeit desselben $v = 42$ Fuß, so fällt die Umdrehungszahl desselben

$$u = \frac{30\,v}{\pi\,r} = \frac{30\,.\,42}{28\,\pi} = \frac{45}{\pi},$$

also über 14 aus. Aus diesem Grunde ist es zweckmäßig, den Windkünsten Zahnradvorgelege zu geben, welche im Verhältnisse 1 : 3 umsetzen, also bewirken, daß die Kurbelwelle eine Umdrehung macht, während das Windrad drei Mal umläuft. Da das Windrad stets dem Winde entgegen zu richten und folglich um die verticale Axe des Mühlengebäudes zu drehen ist, so muß bei der Windkunst ohne Vorgelege das Pumpengestänge mittels eines sogenannten Gewindes an die Kurbelstange angeschlossen werden, und dagegen eine Windkunst mit Vorgelege eine in der gedachten Axe stehende Vorgelegswelle, den sogenannten **Königsbaum**, erhalten, wobei der Eingriff des auf der Windradwelle sitzenden Treibrades in das mit dem Königsbaum verbundene Getriebrad nicht gestört wird, wenn auch die Windradwelle eine andere Richtung erhält.

Die Figuren 752 bis 757 führen einige Skizzen von den im Vorstehenden angegebenen Wasserkünsten vor Augen.

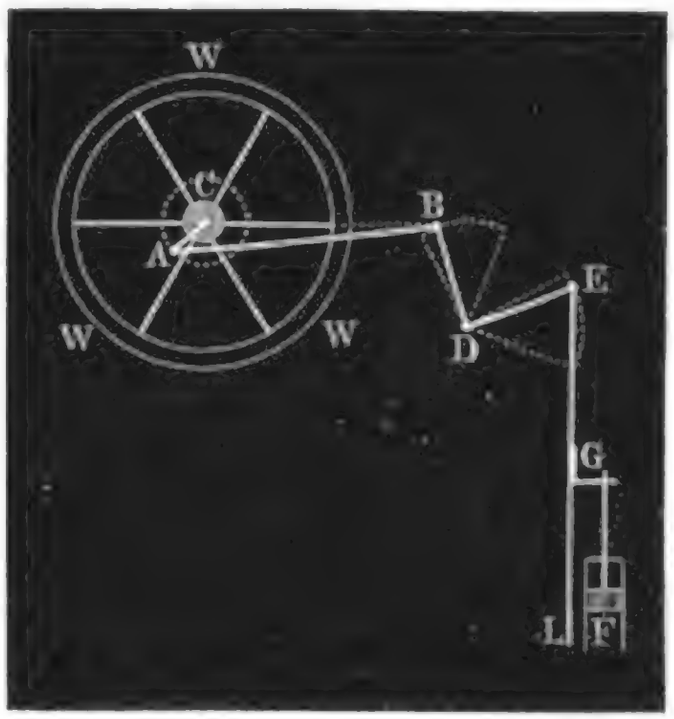
Eine einfache Radkunst ist Fig. 752; WW stellt das Wasserrad vor, CA den um C drehbaren Krummzapfen, AB die Kurbelstange, BD das Gestänge, und EF eine mittels des Armes E an BD angeschlossene und den Kolben F tragende Kolbenstange. Fig. 753 und Fig. 754 sind da-

Digitized by Google

gegen zwei Radkünſte mit Hebelvorgelegen; in Fig. 753 beſteht das Vor- Kunſtgezeuge.

Fig. 752.

Fig. 753.



gelege in einem Winkelhebel BDE oder ſogenannten Kunſtkreuze (ſ. §. 13), in Fig. 754 iſt daſſelbe ein gerader einarmiger Hebel DBE, an deſſen kürzerem Arme DB die Kurbelſtange AB angreift und deſſen längerer Arm DE den Laſtarm bildet. In Fig. 755 iſt eine Turbinenkunſt mit

Fig. 754.

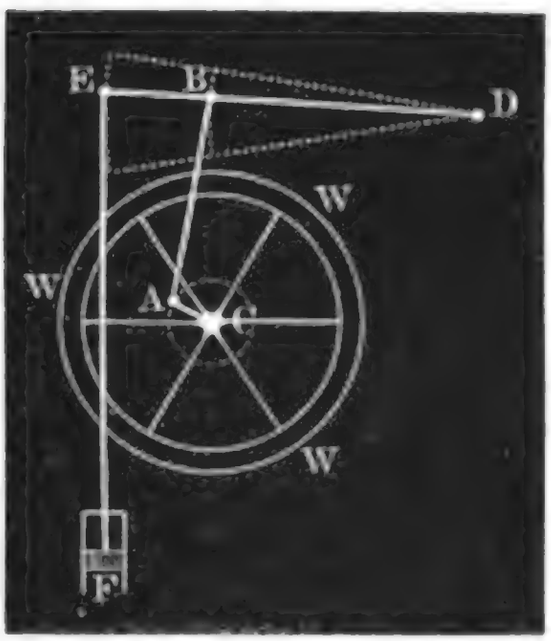
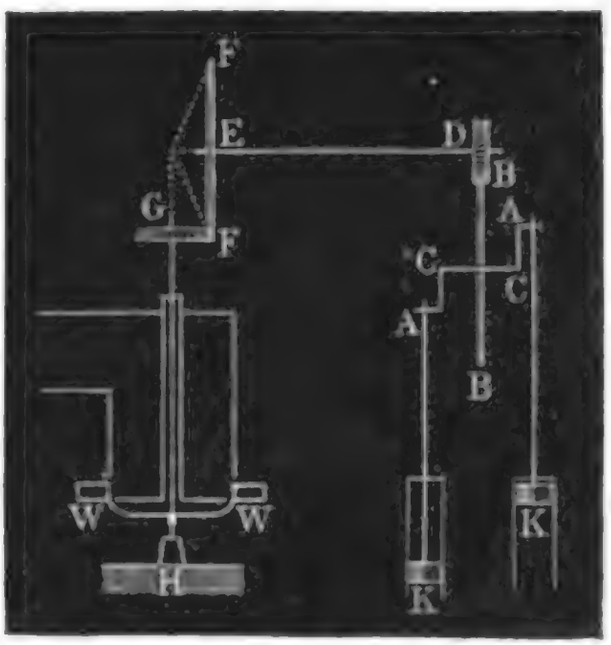


Fig. 755.



zwei Radvorgelegen abgebildet. Es iſt WW das Turbinenrad, GH die Turbinenwelle, DE die Vorgelegswelle und CC die Laſtwelle mit den Kur-

Digitized by Google

Kunſtgezeuge. beln CA, CA, welche die Pumpengeſtänge AK, AK abwechſelnd auf- und niederbewegen. Fig. 756 ſtellt eine Roßkunſt mit einem Radvorgelege dar: es iſt DE die ſtehende oder Göpelwelle mit dem Schwengel EF und dem Treibrade DB, welches das auf der Kurbelwelle CC ſitzende Getriebrad BB in Umdrehung ſetzt. Endlich führt Fig. 757 eine Windkunſt mit zwei Rad-

Fig. 756.

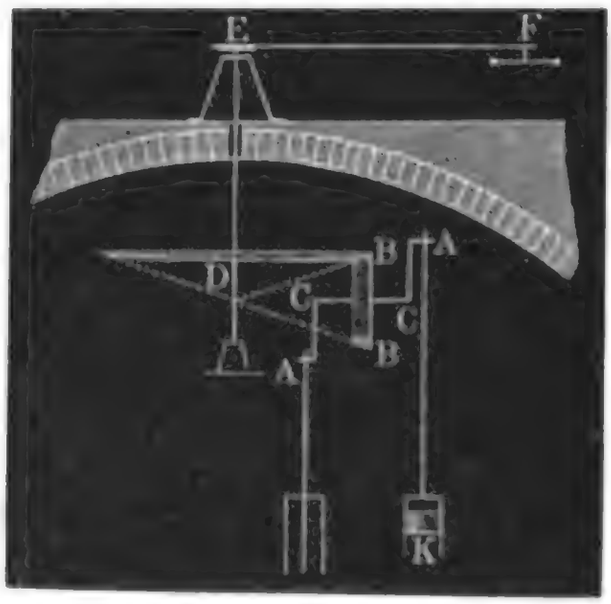
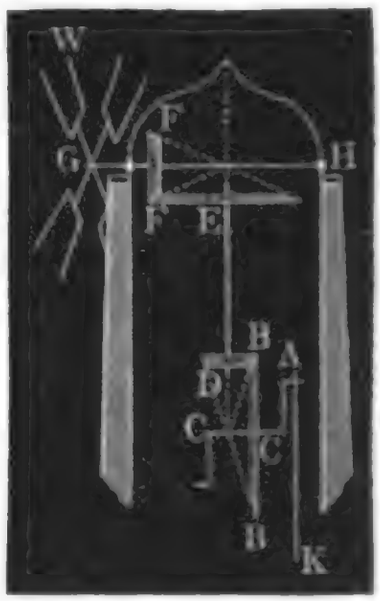


Fig. 757.



vorgelegen vor Augen. Die Windradwelle GH ſetzt mittels der Zahnräder FF und EF den Königsbaum DE, und dieſer mittels der Zahnräder DB und BB die Kurbelwelle CC in Umdrehung.

§. 374. Bei den Kunſtgezeugen oder den Waſſerhebungsmaſchinen des Bergbaues ſind die Pumpen an längere Geſtänge (ſ. §. 10 u. f. w.) angeſchloſſen, welche in einem Schachte, dem ſogenannten Kunſtſchachte, in die Tiefe geführt werden. Es kommen hierbei die Geſtängaxen und folglich auch die Axen der Kolbenröhren in die Fallinie des Schachtes zu liegen, und erhalten daher in ſaigeren Schächten eine verticale, und in flachen Schächten eine gegen den Horizont geneigte Lage. Die Kolbenſtangen werden mittels Querarme oder ſogenannter Krummſe gewöhnlich ſeitwärts, ſeltener centriſch an ein Geſtänge angeſchloſſen. Die letztere Anſchlußweiſe iſt natürlich mechaniſch vollkommener, da hierbei das Geſtänge in ſeiner Axenrichtung gleichmäßig geſpannt und nicht gebogen wird, allein dieſelbe iſt auch complicirter, da ſie nicht allein eine Gabelung des Geſtänges, ſondern auch eine Kröpfung der Saug- und nach Befinden der Steigröhre, nothwendig macht. Die Art und Weiſe eines ſolchen centriſchen Anſchluſſes iſt aus der Skizze in Fig. 758 zu erſehen. Es iſt hier AB die bei B gekröpfte Saugröhre, C die Kolbenröhre, ferner K die an den Arm FF angeſchloſſene Kolbenſtange und $FFGG$ die bei D und E an das einfache Geſtänge angeſchloſſene Geſtänggabel.

Digitized by Google

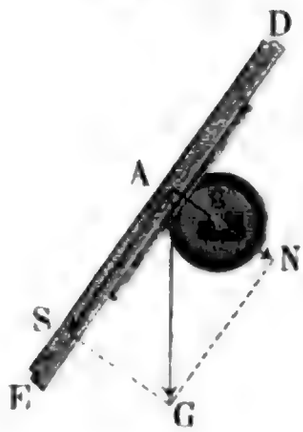
Sowohl flache Geſtänge als auch ſaigere Geſtänge mit excentriſchem Anſchluß erfordern eine Unterſtützung durch Geſtängwalzen. Bei einem flachen Geſtänge DE, Fig. 759, nimmt die Geſtängwalze B den Componenten

$$N = G \cos. \alpha$$

vom Gewichte G des unter dem Neigungswinkel α gegen den Horizont geneigten Geſtänges auf. Kunſtgeſtänge.

Fig. 758.

Fig. 759.



Iſt φ der Reibungscoefficient, r der Halbmeſſer der Geſtängwalze und bezeichnet ϱ den Zapfenhalbmeſſer derſelben, ſo beträgt folglich die auf die Geſtängaxe reducirte Zapfenreibung dieſer Walzen

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} N = \varphi \frac{\varrho}{r} G \cos. \alpha,$$

oder annähernd, mit Berückſichtigung des Gewichtes G_1 ſämmtlicher Geſtängwalzen:

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos. \alpha.$$

Vereinigt man dieſen Widerſtand mit der übrigbleibenden Seitenkraft $S = G \sin. \alpha$, ſo erhält man

1.) die Kraft zum Aufziehen des leeren Geſtänges:

$$P = S + F = G \sin. \alpha + \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos. \alpha,$$

und 2.) die Kraft, mit welcher daſſelbe niedergeht:

$$P_1 = S - F = G \sin. \alpha - \varphi \frac{\varrho}{r} (G + G_1) \cos. \alpha.$$

Um bei excentriſchem Anſchluß der Kolbenſtange das Biegen des Geſtänges zu verhindern, muß man daſſelbe, auch wenn es ſaiger hängt, von zwei Geſtängwalzen D und E, Fig. 760 (a. f. S.), einſchließen. Iſt in dieſem Falle Q die Pumpenlaſt, a die Excentricität oder der Abſtand AB zwiſchen der Axe der Kolbenſtange und der des Geſtänges, und l die Entfernung DE der beiden Geſtängwalzen von einander, ſo wird jede der beiden Geſtängwalzen D und E von dem Geſtänge mit der Kraft

$$N = \pm \frac{Q a}{l}$$

gedrückt, weil ſich hier eine Kräftepaar $(Q, -Q)$ vom Momente Qa mit einem Kräftepaar $(N, -N)$ vom Momente Nl ins Gleichgewicht ſetzt.

Digitized by Google

Hängeſtänge. Sind mehrere Pumpen auf derſelben Seite an das Geſtänge angeſchloſſen, ſo hat man für $Q\,a$ die Summe $Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots$, wo $Q_1, Q_2 \ldots$ die Pumpenlaſten und $a_1, a_2 \ldots$ die entſprechenden Armabſtände bezeichnen, einzuſetzen, es iſt daher dann

$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 + Q_2 a_2 + \cdots}{l}$$

Sind dagegen die Pumpenlaſten Q_1 und Q_2 an den entgegengeſetzten Seiten an das Geſtänge angeſchloſſen, ſo hat man

$$N = \pm \frac{Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots}{l}$$

zu ſetzen.

Iſt dann $Q_1 a_1 - Q_2 a_2 + \cdots =$ Null, z. B. bei nur zwei Pumpenlaſten Q_1 und Q_2, $Q_1 a_1 = Q_2 a_2$, ſo fällt $N =$ Null aus, es iſt folglich dann das Einſchließen des Geſtänges zwiſchen Geſtängwalzen gar nicht nöthig.

Wenn bei einem flachen Geſtänge die Kolbenſtange nicht ſeitwärts, ſondern oben oder unten an das Geſtänge angeſchloſſen iſt, ſo hängt der Druck

Fig. 760.

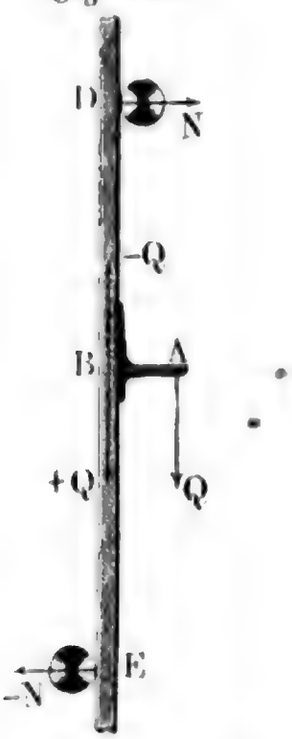
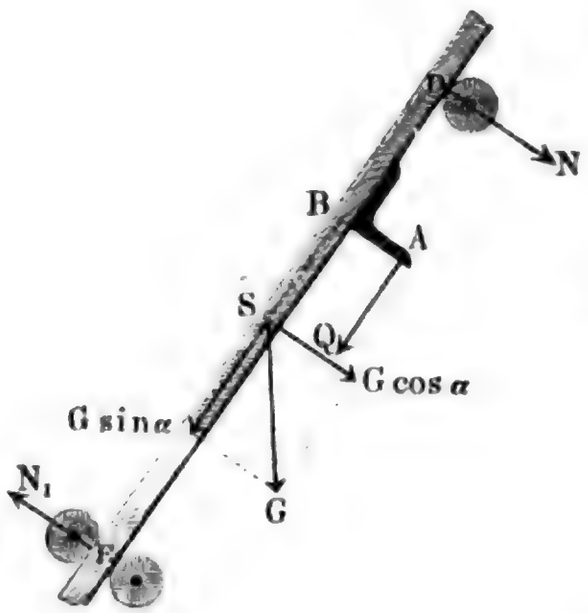


Fig. 761.



des Geſtänges auf die Geſtängwalzen von der Pumpenlaſt und dem Geſtänggewicht zugleich ab. Liegt der Schwerpunkt S eines ſolchen Geſtänges $D\,E$ Fig. 761, in der Mitte zwiſchen beiden Geſtängwalzen, ſo drückt das Geſtänge durch ſein Gewicht in D und E normal abwärts mit der Kraft $\frac{1}{2} G \cos. \alpha$, wogegen es in Folge der Pumpenlaſt Q nur in D mit der Kraft $\frac{Q\,a}{l}$ abwärts, dagegen in E mit derſelben aufwärts drückt. Es iſt folglich der Geſammtdruck des Geſtänges auf die Geſtängwalze D:

Digitized by Google

Kunſtgeſtänge

$$N = \frac{Qa}{l} + {}^1/_2\, G \cos.\alpha,$$

und dagegen auf die Geſtängwalze E:

$$N_1 = \frac{Qa}{l} - {}^1/_2\, G \cos.\alpha.$$

Die aus beiden Drücken hervorgehende Zapfenreibung der Geſtängwalzen, reducirt auf die Geſtängaxe, iſt

$$F = \varphi \frac{\varrho}{r} (N + N_1),$$

und zwar entweder

$$= \varphi \frac{\varrho}{r} \cdot \frac{2Qa}{l},$$

oder

$$= \varphi \frac{\varrho}{r} G \cos.\alpha,$$

je nachdem $\frac{Qa}{l}$ größer oder kleiner als ${}^1/_2\, G \cos.\alpha$ iſt.

Wenn ein Kunſtgezeug nur mit einem Geſtänge ausgerüſtet iſt, ſo erfordert das Gewicht des letzteren eine Ausgleichung, welche entweder in einem Gegengewichtsbalancier (ſ. §. 172), oder in einem hydrauliſchen Balancier (ſ. §. 176), oder auch in der gleichzeitigen Anwendung von Saug- und Druckpumpen, wobei die Drucklaſt gleich der Sauglaſt plus Stangengewicht iſt, beſtehen kann.

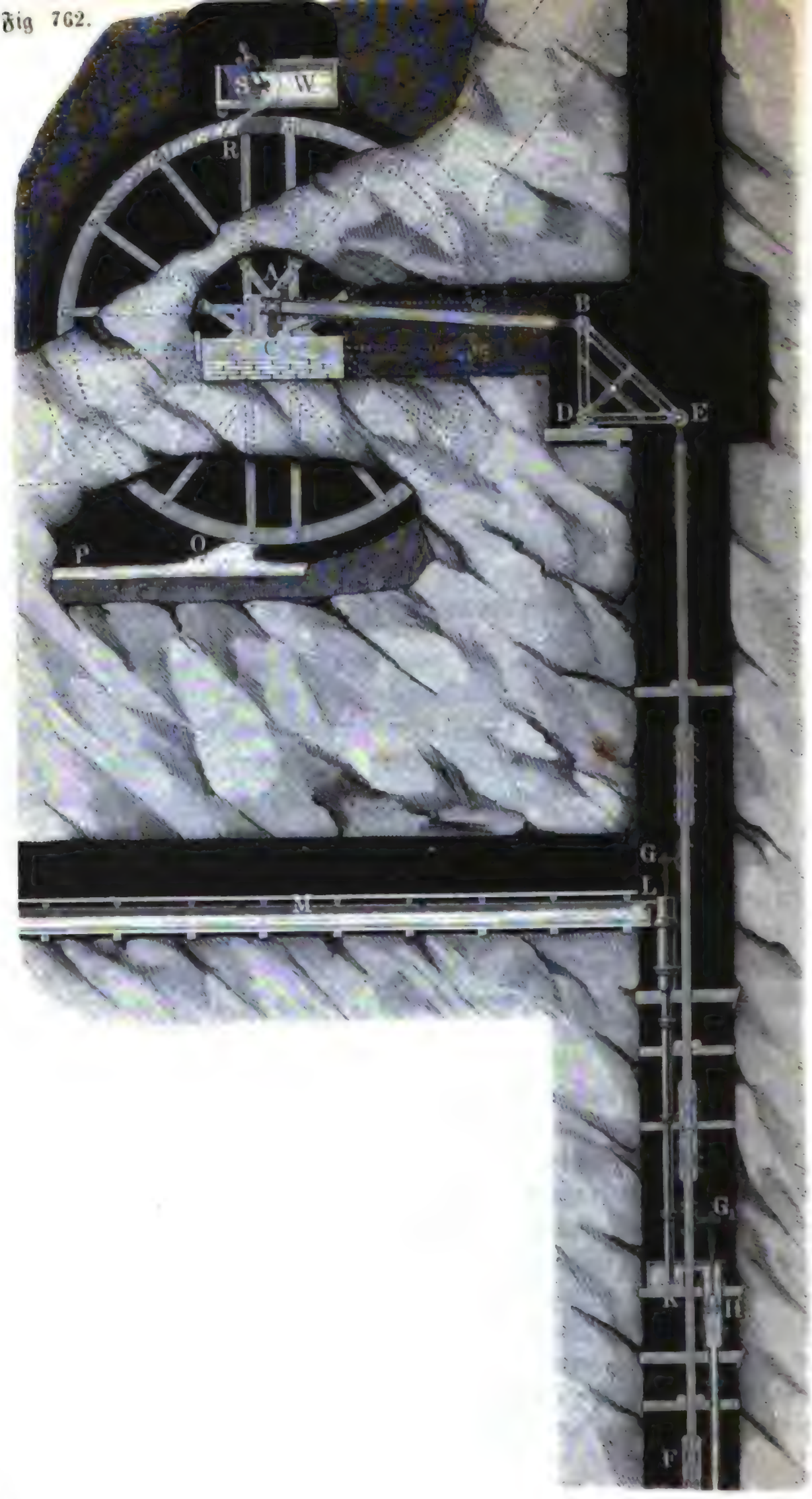
Gewöhnlich erhält ein Kunſtgezeug zwei gleich belaſtete Geſtänge, welche ſo an die Umtriebsmaſchine angeſchloſſen oder mit einander verbunden ſind, daß das eine aufſteigt, während das andere niedergeht, und folglich das Gewicht des einen das Gewicht des anderen ausgleicht. Ueber dieſe Verbindungen zweier Geſtänge wird in §. 179 und §. 180 das Nöthige mitgetheilt.

Radkünſte

§. 375. Die allgemeine Einrichtung einer ſogenannten Radkunſt oder eines Kunſtgezeuges mit verticalem Waſſerrade iſt aus der Abbildung in Fig. 762 (a. f. S.) zu erſehen. Die Umtriebsmaſchine beſteht in einem oberſchlägigen Waſſerrade RCO, deſſen Conſtruction aus Bd. II, §. 152, bekannt iſt. Das bei W zufließende Aufſchlagwaſſer wird mittels einer Spannſchütze S in das Rad eingeführt (ſ. Bd. II, §. 156). Die Waſſerradwelle C endigt ſich in zwei entgegengeſetzt gerichteten Krummzapfen, welche mittels Kurbelſtangen und Kunſtkreuze zwei gleich belaſtete Schachtgeſtänge abwechſelnd auf- und niederziehen. Die Abbildung führt nur einen Krummzapfen CA mit ſeiner Kurbelſtange AB und dem Kunſtkreuze BDE ſammt Schachtgeſtänge EF vor Augen. Von den angeſchloſſenen Saugpumpen iſt nur

Digitized by Google

Fig 762.



der oberſte Satz KL vollſtändig, dagegen der nächſt tiefere Satz H_1, welcher dem oberſten das Waſſer zuhebt, zum Theil ſichtbar. Die Krummſe G und G_1, womit die Kolbenſtangen an das Geſtänge angeſchloſſen ſind, ſitzen auf den entgegengeſetzten Seiten auf dem Geſtänge feſt; es heben daher auch die aus dieſem excentriſchen Anſchluß hervorgehenden Kräftepaare einander auf und findet folglich eine Biegung des Geſtänges nicht ſtatt. Die bei L ausgegoſſenen Hubwaſſer fließen auf dem Stolln M, ſowie die Aufſchlagwaſſer nach vollbrachter Wirkung, auf der Röſche P ab. Bei dieſer Maſchinenanlage befindet ſich zwiſchen der Abzugsröſche und dem Stolln noch ein freies Gefälle, da die Aufſchlagwaſſer mit den Hubwaſſern zugleich auf dem Stolln abgeführt werden können. Radkünſte

Bei der genauen Berechnung eines ſolchen Kunſtgezeuges iſt es nöthig, auch außer den nach §. 363 u. ſ. w. zu berechnenden Pumpen oder Kolbenlaſten die Reibungen an den Zapfen und Bolzen der Kunſtkreuze, ſowie auch die an den Zapfen und Warzen der Kurbeln oder Krummzapfen in Betracht zu ziehen. Zur Beſtimmung dieſer Nebenhinderniſſe ſind in §. 15 und §. 99 die nöthigen Formeln entwickelt worden.

Der Wirkungsgrad η des ganzen Kunſtgezeuges iſt ein Product $\eta_1 \eta_2 \eta_3$ aus dem Wirkungsgrade η_1 des Waſſerrades, dem Wirkungsgrade η_2 der aus den Krummzapfen, Kunſtkreuzen, Kurbelſtangen und Geſtängen beſtehenden Zwiſchenmaſchine und aus dem Wirkungsgrade η_3 der Pumpen; ſind dieſe drei Verhältnißzahlen bekannt, ſo kennt man folglich auch den Wirkungsgrad der ganzen Maſchine, und es läßt ſich nun auch mit Hülfe deſſelben das Verhältniß zwiſchen der reinen Pumpenlaſt und der Umtriebskraft angeben.

Iſt Q das Aufſchlagquantum pr. Secunde, h das Radgefälle, und ſind $Q_1, Q_2 \ldots$ die durch die Kunſtſätze auf die Höhen $h_1, h_2 \ldots$ zu hebenden Waſſermengen pr. Secunde, ſo gilt folgende allgemeine Formel:

$$\eta Q h \gamma = Q_1 h_1 \gamma + Q_2 h_2 \gamma + \cdots,$$

oder einfacher:

$$\eta Q h = Q_1 h_1 + Q_2 h_2 \ldots,$$

und es läßt ſich hiernach aus den gegebenen Waſſermengen $Q_1, Q_2 \ldots$ und den entſprechenden Förderhöhen $h_1, h_2 \ldots$, die nöthige Waſſerkraft, und aus dem bekannten Gefälle derſelben, das erforderliche Aufſchlagwaſſerquantum

$$Q = \frac{Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \cdots}{\eta h} \text{ berechnen.}$$

Iſt s der Kolbenhub, n die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute und μ der Ausgußcoefficient (ſ. §. 362) und ſind $F_1, F_2 \ldots$ die Kolbenquerſchnitte, ſo hat man:

$$Q_1 = \mu \frac{n}{60} F_1 s,\ Q_2 = \mu \frac{n}{60} F_2 s \text{ u. ſ. w.,}$$

Digitized by Google

Radkünste.

und daher auch

$$Q = \frac{\mu n s}{60 \eta h} (F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots).$$

Die Umdrehungszahl u des Widerstandes ist = der Spielzahl n des Gezeuges; bezeichnet a den Radhalbmesser, so ist folglich die Radgeschwindigkeit

$$v = \frac{\pi u a}{30} = \frac{\pi n a}{30},$$

und es bestimmt sich nun auch mittels der in Bd. II, §. 154, gegebenen Formel $Q = \varepsilon d e v$ die zur Aufnahme der Wassermenge Q erforderliche Radweite:

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{30 Q}{\varepsilon \pi n d a} = \frac{9{,}55 Q}{\varepsilon n d a}.$$

Beispiel. Es ist ein Radkunstgezeug anzuordnen und zu berechnen, welches vom Tiefsten aus pr. Minute 3 Cubikfuß Wasser 150 Fuß, dann weiter aufwärts, pr. Minute 5 Cubikfuß Wasser, 200 Fuß und noch weiter, bis Stolln, pr. Minute 8 Cubikfuß, 250 Fuß hoch zu heben und hierzu eine Wasserkraft von 30 Fuß Gefälle zu verwenden hat.

Den Wirkungsgrad der ganzen Maschine $\eta = 0{,}50$ angenommen, folgt vor Allem die erforderliche Aufschlagwassermenge pr. Minute:

$$60 Q = 60 \left(\frac{Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + Q_3 h_3}{\eta h} \right) = \frac{3 . 150 + 5 . 200 + 8 . 250}{0{,}5 . 30}$$

$$= \frac{3450}{15} = 230 \text{ Cubikfuß},$$

also pr. Secunde, $Q = \frac{230}{60} = 3{,}83$ Cubikfuß, wofür der Sicherheit wegen = 4 Cubikfuß anzunehmen sein möchte.

Setzen wir die Umdrehungs- und Spielzahl pr. Minute, $u = n = 5$ voraus, und geben wir dem Rade den Halbmesser $a = \frac{27}{2} = 13{,}5$ Fuß, so erhalten wir die Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v = \frac{\pi u a}{30} = \frac{3{,}1416 . 5 . 13{,}5}{30} = 0{,}5236 . 13{,}5 = 7{,}07 \text{ Fuß}.$$

Wird nun noch die Kranzbreite $d = 1$ Fuß und der Füllungscoefficient, $\varepsilon = \frac{1}{4}$ angenommen, so folgt die erforderliche Radweite:

$$e = \frac{Q}{\varepsilon d v} = \frac{4}{\frac{1}{4} . 1 . 7{,}07} = \frac{16}{7{,}07} = 2{,}26 \text{ Fuß}.$$

Lassen wir das Kunstgezeug aus Saugsätzen bestehen, wovon jeder das Wasser 25 Fuß hoch hebt, so erhalten wir, vom Tiefsten bis Stolln aufwärts gezählt, $\frac{150}{25} = 6$ kleinere Sätze, $\frac{200}{25} = 8$ mittlere und $\frac{250}{25} = 10$ größere Sätze, wovon jeder dem nächst höheren das Wasser zuhebt. Bei Anwendung von zwei Gestängen ist es folglich nöthig, an jedes Gestänge $3 + 4 + 5 = 12$ Kunstsätze anzubauen. Setzen wir den Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$, und geben wir den Pumpen 3 Fuß Hub, so erhalten wir den Kolbenquerschnitt der sechs untersten und kleinsten Sätze:

Digitized by Google

Radkünste.

$$F_1 = \frac{60\,Q}{\mu n s} = \frac{60\,Q}{0{,}85\,.\,5\,.\,3} = 4{,}706\,Q = 4{,}706\,.\,{}^3/_{60} = \frac{4{,}706}{20}$$
$$= 0{,}2353 \text{ Quadratfuß} = 33{,}88 \text{ Quadratzoll},$$

und daher den entsprechenden Kolbendurchmesser:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\,F_1}{\pi}} = 6{,}57 \text{ Zoll}.$$

Ferner folgt der Kolbenquerschnitt für jeden der acht mittleren Sätze:

$$F_2 = 4{,}706\,.\,{}^5/_{60} = \frac{4{,}706}{12} = 0{,}3922 \text{ Quadratfuß} = 56{,}48 \text{ Quadratzoll},$$

und der entsprechende Kolbendurchmesser:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4\,F_2}{\pi}} = 7{,}07 \text{ Zoll}.$$

Endlich ist der Kolbenquerschnitt für jeden der zehn obersten und größten Sätze:

$$F_3 = 4{,}706\,.\,{}^8/_{60} = 0{,}6275 \text{ Quadratfuß} = 90{,}36 \text{ Quadratzoll},$$

und folglich der Kolbendurchmesser derselben:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4\,F_3}{\pi}} = 10{,}73 \text{ Zoll}.$$

§. 376. Die Wassersäulenmaschinen eignen sich vorzüglich zu Kraftmaschinen für Pumpenwerke, da sie diejenige Bewegungsweise und Geschwindigkeit haben, welche die Pumpen erfordern. Es sind daher auch die Wassersäulenkünste stets direct wirkende Wasserhebungsmaschinen. Die Art und Weise, wie die Pumpengestänge mit der Kolbenstange der Wassersäulenmaschine verbunden sind, wird in den Abbildungen Fig. 763 bis Fig. 767 vor Augen geführt.

Wassersäulenkünste.

Fig. 763.

Bei der Anordnung in Fig. 763 befindet sich der Pumpenkolben L mit dem Treibkolben K der Wassersäulenmaschine an einer und derselben Stange KL, und es wird beim Aufgange des Treibkolbens vom Pumpenkolben das Wasser im Steigrohre BC emporgedrückt, dagegen beim Niedergange desselben durch das Stangengewicht Wasser in dem Saugrohre AB angesaugt. Hierbei ist es nöthig, das Gestänge KL sowohl in den Treibcylinder als auch in den Pumpencylinder mittels einer Stopfbüchse einzuführen. Anders ist es bei der Anordnung in Fig. 764 (a. f. S.), wo die Treibkolbenstange KL nach oben geführt und das Schachtgestänge DS seitwärts an diese Stange angeschlossen ist. Das aus dem excentrischen Angriff der Kraft hervorgehende Kräftepaar erfordert, dem Stangenschloß eine Führung zwischen Walzen zu geben. Um das Gestänggewicht auszugleichen, ist hier das Gestänge an

Waſſerſäulen-Maſchine. einen Gegengewichtsbalancier ACB aufgehangen. Vollkommener iſt die in Fig. 765 abgebildete Verbindung des Schachtgeſtänges BS mit der

Fig. 764.

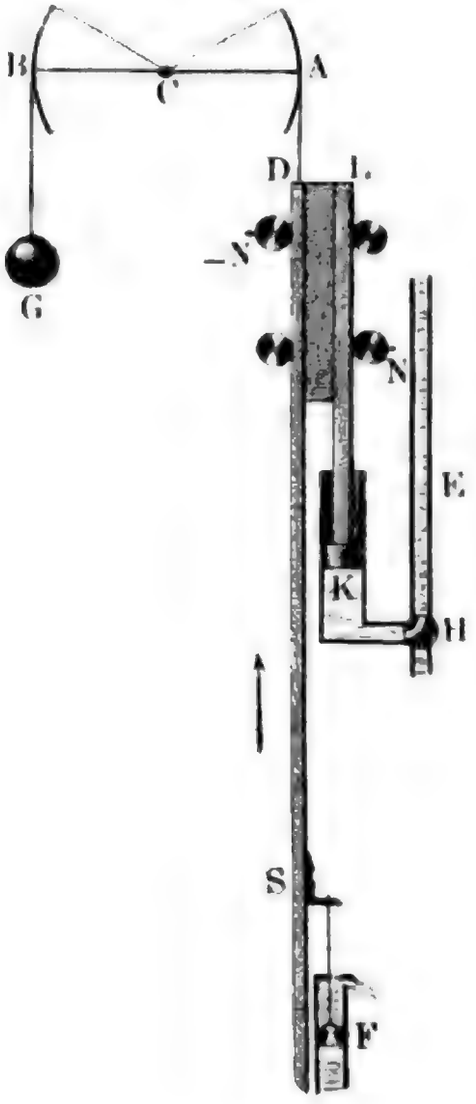
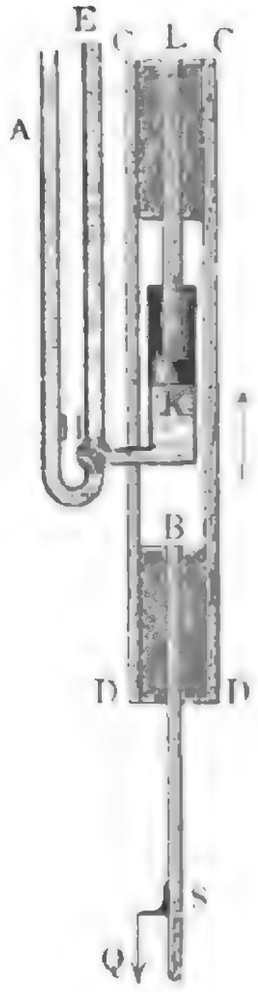


Fig. 765.



Kolbenſtange KL durch eine Scheere oder Gabel $CDDC$, da hier ein vollkommen centriſcher Angriff der Kraft ſtatt hat. Um dem Gewichte des Geſtänges bei ſeinem Niedergange das Gleichgewicht zu halten, iſt hier ein ſogenannter hydrauliſcher Balancier HA (ſ. Bd. II, §. 294), durch welchen das Waſſer aufſteigend zum Ausguß gelangt, in Anwendung gebracht. Damit eine vollkommene Ausgleichung des Geſtänggewichtes ſtatt habe, iſt es nöthig, der Waſſerſäule im hydrauliſchen Balancier die Höhe $z = \frac{G}{F\gamma}$ zu geben.

Kommt es darauf an, eine Waſſerſäulenkunſt in einem flachen Schachte aufzuſtellen, ſo legt man entweder den Treibcylinder, ſowie die Pumpen in die Fallinie des Schachtes, oder man ſtellt denſelben aufrecht und ſchließt das Schachtgeſtänge BS, Fig. 766, mittels eines Winkelhebels

Digitized by Google

oder einer ſogenannten Bruchſchwinge ABC (ſ. §. 13) an die Kolbenſtange KL an, deren Kopf noch mit einem in einer ſenkrechten Leitung $DEED$ laufenden Frictionsrade L zu verſehen iſt. Waſſerſäulenkünſte.

Fig. 766.

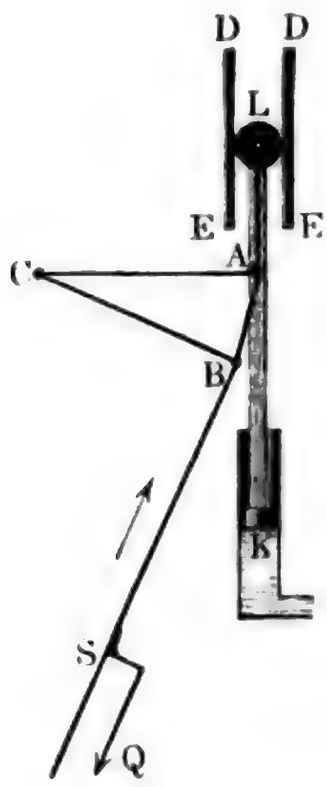
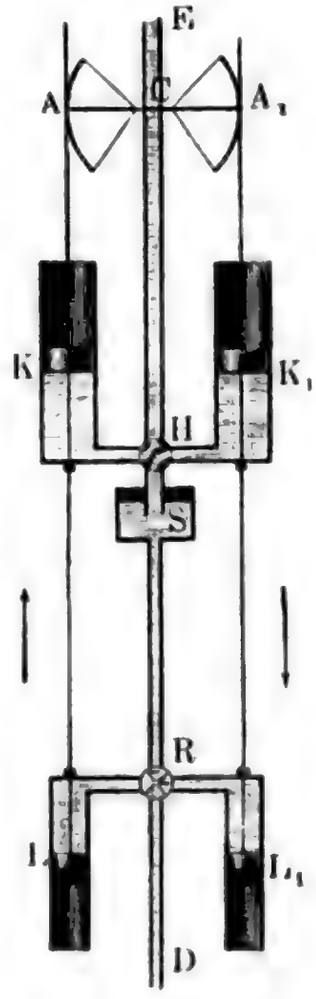


Fig. 767.



Einige ältere Waſſerſäulenkünſte beſtehen aus zwei Waſſerſäulenmaſchinen mit gemeinſchaftlicher Einfallröhre EH, Fig. 767. Dieſe Maſchinen gehen abwechſelnd auf und nieder und ſind durch einen gleicharmigen Balancier ACA_1 ſo mit einander verbunden, daß ſich die Geſtänggewichte das Gleichgewicht halten und folglich eine weitere Ausgleichung dieſer Gewichte gar nicht nöthig iſt. Bei der abgebildeten Kunſt beſteht das ganze Pumpenwerk LKL_1 aus zwei Druckpumpen mit einer gemeinſchaftlichen Saugröhre DK und einer gemeinſchaftlichen Steigröhre RS.

§. 377. Die allgemeine Einrichtung einer Waſſerſäulenkunſt iſt aus den Abbildungen in Fig. 768 bis Fig. 771 von der auf der Grube »Beſchert Glück« bei Freiberg befindlichen, nach den Angaben des Herrn Oberkunſtmeiſters Braunsdorf conſtruirten Waſſerhebungsmaſchine zu erſehen. Die Abbildungen in Fig. 768 und Fig. 769 (a. f. S.) ſtellen die in einer Waſſerſäulenmaſchine beſtehende Kraftmaſchine dar. Es iſt EE die Einfallröhre, D das nach dem Steuercylinder führende und ein Abſperrventil enthaltende Communicationsrohr, ferner TT der Treibcylinder, CC das vom Steuercylinder nach demſelben führende Communicationsrohr, und AA die Austragröhre mit der nöthigen Regulirungsklappe. Die Verbindung des Schachtgeſtänges PQ mit der Kolbenſtange K iſt (wie in Fig. 765) durch eine aus den Kuppelſtangen MN, MN, u. ſ. w. beſtehende, den Treibcylinder umſchließende Gabel bewirkt. Die Hauptſteuerung be-

Digitized by Google

Waſſerſäulen-künſte.

Fig. 768.

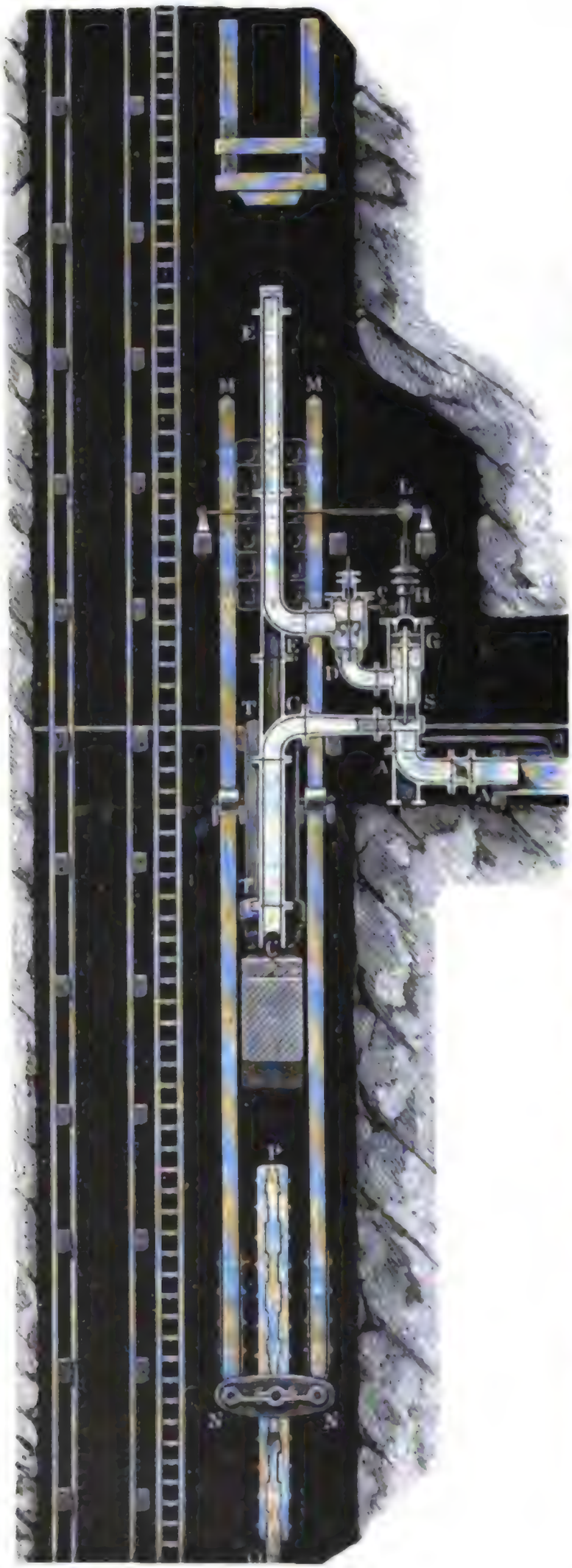
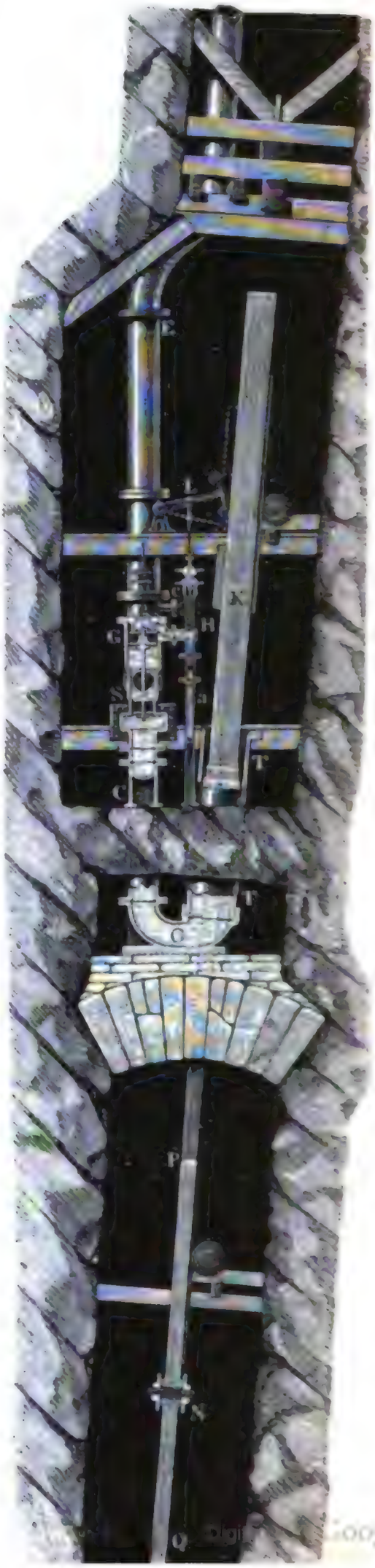


Fig. 769.



ſteht aus dem Steuerkolben S und dem Geſtängkolben G, die Hülfsſteuerung aus dem Kolben H, deſſen Stange LH an einem Hebel L aufgehangen iſt, welcher mittels Knaggen von der Kolbenſtange K abwechſelnd auf- und niedergedrückt wird. Auch gehört hierzu noch das nach der Einfallröhre führende Communicationsrohr c, ſowie die Austragröhre a für das Steuerwaſſer. Die Abbildungen ſtellen die Maſchine beim Niedergange des Treibkolbens dar, wobei ſowohl die Hauptſteuerkolbenverbindung SG als auch der Hülfsſteuerkolben H ſeinen höchſten Stand hat. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges gelangt der Hülfsſteuerkolben H in ſeinen tieferen Stand, wobei nun der Raum über dem Gegenkolben G durch die Röhre c mit der Kraftwaſſerſäule in Communication tritt, und in Folge deſſelben die Kolbenverbindung SG zum Niedergange genöthigt wird. Hat auf dieſe Weiſe der Steuerkolben S ſeinen tieferen Stand erreicht, ſo tritt CC, und folglich auch der Raum unter dem Treibkolben mit der Kraftwaſſerſäule EED in Communication und es beginnt nun der Aufgang des Treibkolbens u. ſ. w. Waſſerſäulenkünſte.

Die Abbildungen in Fig. 770 und Fig. 771 (a. f. S.) führen die Einrichtung der von der beſchriebenen Waſſerſäulenmaſchine bewegten Druckſätze vor Augen. Das Schachtgeſtänge PQ bildet auch hier eine Gabel $MNNM$, welche den Pumpencylinder oder die ſogenannte Kolbenröhre CC umſchließt, und den Kopf der Kolbenſtange KK mittels eines Laſchenſchloſſes MM erfaßt. Die Saug- und Steigröhre DS enthält das Saugventil V und Steigventil W und ſteht durch eine kurze Röhre mit dem unteren Ende der Kolbenröhre in Verbindung. Bei dem dargeſtellten Niedergange des Pumpenkolbens KK, wobei V verſchloſſen und W geöffnet iſt, wird das Waſſer im Steigrohre WS emporgedrückt, geht hingegen der Kolben KK aufwärts, ſo öffnet ſich V und ſchließt ſich W, und es wird neues Waſſer mittels des Saugrohres SV aus dem Satzkaſten S angeſaugt, welcher ſeinen Zufluß aus der Steigröhre AB des nächſt tieferen Druckſatzes erhält.

Die mechaniſchen Verhältniſſe einer Waſſerſäulenkunſt von der gewöhnlicheren im Vorſtehenden beſchriebenen Einrichtung ſind auf folgende Weiſe zu beurtheilen.

Der Wirkungsgrad $\eta = \eta_1 \eta_2$ der ganzen Maſchine iſt hier ein Product aus dem Wirkungsgrade η_1 der Waſſerſäulenmaſchine und aus dem Wirkungsgrade η_2 des Pumpenwerkes; iſt folglich Q das Aufſchlagwaſſerquantum, h das Waſſerſäulengefälle und ſind wieder $Q_1, Q_2 \ldots$ die durch die Pumpen auf die Höhen $h_1, h_2 \ldots$ zu hebenden Waſſermengen, ſo kann man ſetzen:

$$\eta Q h \gamma = Q_1 h_1 \gamma + Q_2 h_2 \gamma + \cdots$$

oder

$$\eta Q h - Q_1 h_1 + Q_2 h_2 \ldots$$

Digitized by Google

Waſſerſäulen-künſte.

Bezeichnet s den Kolbenhub, μ den Ausgußcoefficienten der Pumpen und n die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute, ſo hat man noch

$$Q = \frac{n}{60} F s,\ Q_1 = \frac{n}{60} \mu F_1 s,\ Q_2 = \frac{n}{60} \mu F_2 s \text{ u. ſ. w.}$$

und daher auch

$$\eta F h = \mu (F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots),$$

ſo daß ſich nun die Formel

Fig. 770.

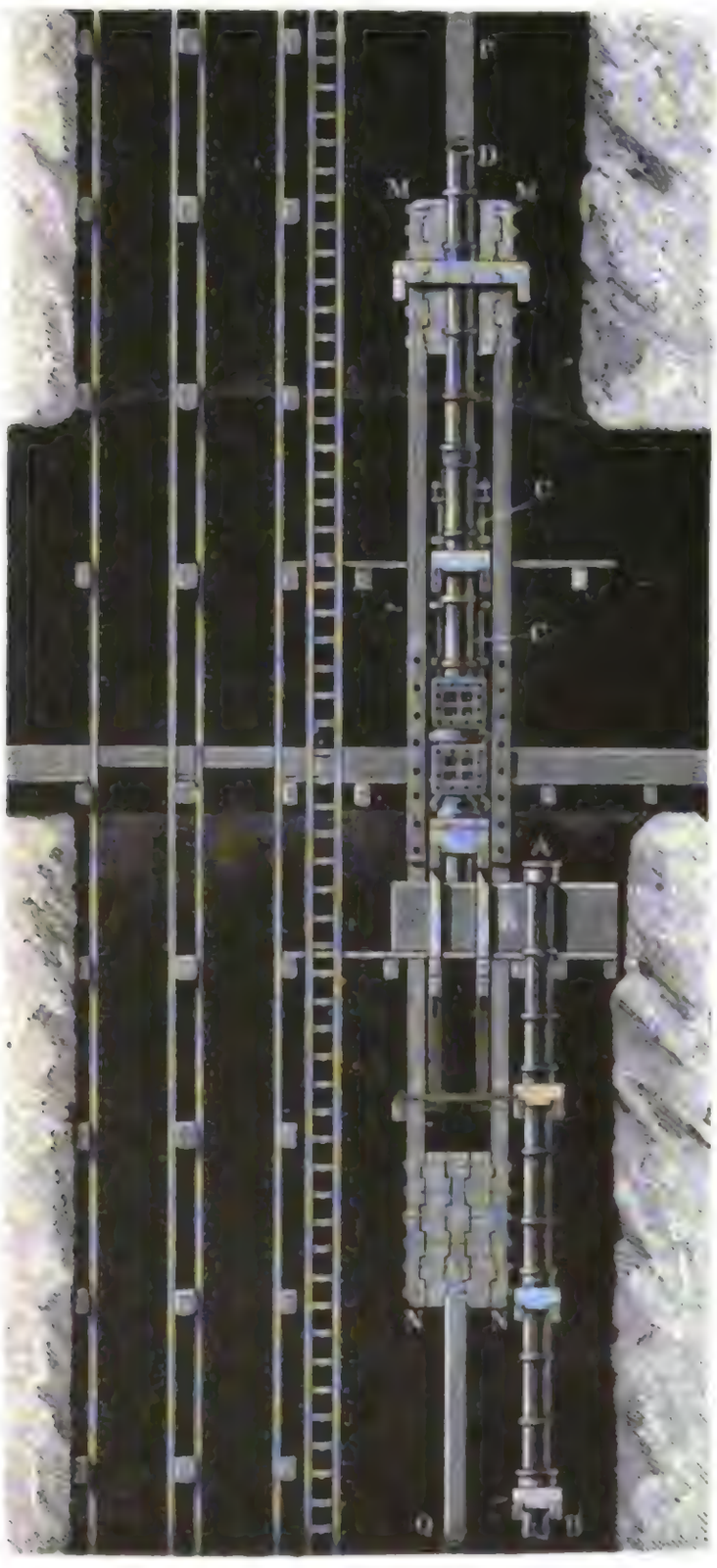
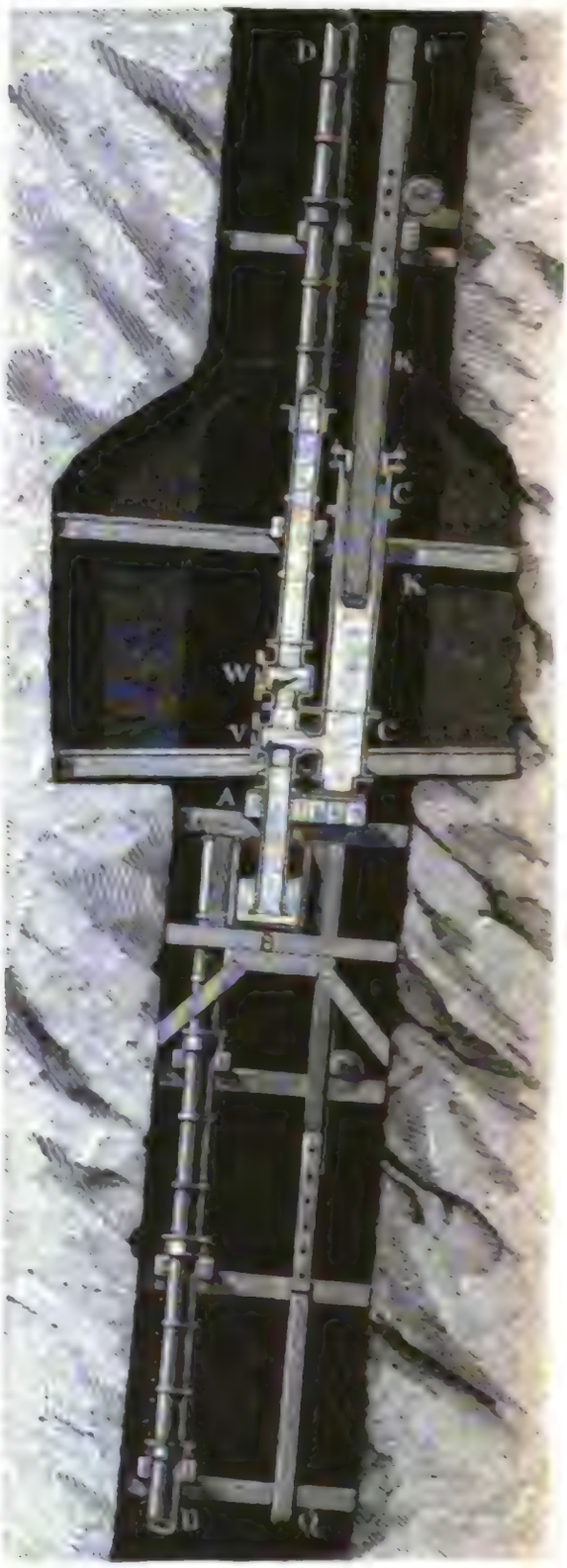


Fig. 771.



Digitized by Google

$$F = \frac{\mu}{\eta}\left(\frac{F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots}{h}\right)$$

Waſſerſäulenkünſte.

zur Beſtimmung des nöthigen Treibkolbenquerſchnitts ergiebt. In der Regel macht man bei einer neuen Maſchinenanlage dieſen Querſchnitt noch größer, um noch hinreichende Kraft zu beſitzen, wenn es nöthig iſt, in der Folge noch mehrere Sätze anzuſchließen. So lange dies nicht geſchehen iſt, muß natürlich die überflüſſige Kraft durch Stellung des Regulirungsventiles vernichtet werden.

Bei der Einrichtung der beſchriebenen Waſſerſäulenkunſt wird das Waſſer durch das Gewicht G des niedergehenden Geſtänges emporgedrückt, wogegen der Treibkolben der Waſſerſäulenmaſchine nur das Waſſer anſaugt und das Geſtänge emporhebt.

Setzt man hier

$$h = y - z$$
$$h_1 = y_1 + z_1$$
$$h_2 = y_2 + z_2 \text{ u. ſ. w.},$$

wobei y die Druckhöhe beim Aufgang des Treibkolbens, z die Steighöhe beim Niedergange deſſelben, $y_1, y_2 \ldots$ die Saughöhen, ſowie $z_1, z_2 \ldots$ die Steighöhen der einzelnen Pumpen bezeichnen, ſo hat man

$$1)\ \frac{\eta}{\mu}(Fy\gamma - G) = (F_1 y_1 + F_2 y_2 + \cdots)\,\gamma$$

und.

$$2)\ \frac{\eta}{\mu}(G - Fz\gamma) = (F_1 z_1 + F_2 z_2 + \cdots)\,\gamma,$$

wonach ſich durch Addition

$$\frac{\eta}{\mu} F(y - z) = F_1(y_1 + z_1) + F_2(y_2 + z_2) + \cdots$$

oder

$$\frac{\eta}{\mu} Fh = F_1 h_1 + F_2 h_2 + \cdots$$

genau wie oben, ergiebt.

Hat man mit Hülfe dieſer Formel den Kolbenquerſchnitt F beſtimmt, ſo läßt ſich nun mittels der erſten Gleichung entweder das erforderliche Geſtänggewicht G, oder die erforderliche Steighöhe y des hydrauliſchen Balanciers berechnen.

Beiſpiel. Wenn, wie im Beiſpiel zu §. 375, durch ein Kunſtgezeug pr. Minute die Waſſermengen von 3, 5 und 8 Cubikfuß reſp. auf die Höhen von 150, 200 und 250 Fuß gehoben werden ſollen und hierzu ein Gefälle von 240 Fuß zu Gebote ſteht, ſo kann man die Kraftmaſchine in einer Waſſerſäulenmaſchine beſtehen laſſen, für welche ſich Folgendes im Voraus geben läßt. Nimmt man wieder den Wirkungsgrad der ganzen Maſchine $\eta = 0{,}50$ an, ſo erhält man die erforderliche Aufſchlagwaſſermenge pr. Secunde:

Digitized by Google

Waſſerſäulen-künſte.

$$60\,Q = 60\left(\frac{Q_1 h_1 + Q_2 h_2 + \ldots}{\eta h}\right) = \frac{3 . 150 + 5 . 200 + 8 . 250}{0{,}5 \;.\; 240} = \frac{3450}{120}$$

$$= 28{,}75 \text{ Cubikfuß, alſo pr. Secunde, } Q = \frac{28{,}75}{60} = 0{,}479 \text{ Cubikfuß,}$$

wofür recht gut 0,5 Cubikfuß anzunehmen iſt.

Wenden wir nun drei Druckſätze wie in Fig. 770 und Fig. 771 an, ſetzen wir hierbei den Hub $s = 7$ Fuß, die Spielzahl $n = 4$ und den Ausgußcoefficienten $\mu = 0{,}85$ voraus, ſo erhalten wir für die Kolbenquerſchnitte dieſer Sätze folgende Werthe:

$$F_1 = \frac{60\,Q_1}{\mu n s} = \frac{60\,Q_1}{0{,}85 . 4 . 7} = 2{,}521\,Q_1 = 2{,}521 . {}^3\!/_{60} = \frac{2{,}521}{20}$$

$$= 0{,}1261 \text{ Quadratfuß} = 18{,}15 \text{ Quadratzoll.}$$

$$F_2 = 2{,}521 . {}^5\!/_{60} = \frac{2{,}521}{12} = 0{,}2101 \text{ Quadratfuß} = 30{,}25 \text{ Quadratzoll}$$

und $F_3 = 2{,}521 . {}^8\!/_{60} = \frac{5{,}042}{15} = 0{,}3361$ Quadratfuß $= 48{,}40$ Quadratzoll

wonach ſich die Kolbendurchmeſſer

$d_1 = 4{,}81$ Zoll, $d_2 = 6{,}21$ Zoll, $d_3 = 7{,}85$ Zoll ergeben.

Ferner iſt die Treibkolbenfläche:

$$F = \frac{60\,Q}{ns} = \frac{60 . 0{,}479}{28} = 1{,}0136 \text{ Quadratfuß} = 146 \text{ Quadratzoll,}$$

und der entſprechende Kolbendurchmeſſer

$$d = 13{,}63 \text{ Zoll.}$$

Nach Gleichung (1) iſt die erforderliche Höhe der Druckſäule:

$$y = \frac{\mu}{\eta} \cdot \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + F_3 y_3}{F} + \frac{G}{F\gamma};$$

Beträgt nun das Gewicht des armirten Schachtgeſtänges $G = 18000$ Pfund, und macht man die Saughöhen der drei Pumpen nur je 15 Fuß, ſo erhält man die geſuchte mittlere Druckhöhe:

$$y = \frac{0{,}85}{0{,}50} \cdot \frac{(0{,}1261 + 0{,}2101 + 0{,}3361) . 15}{1{,}0136} + \frac{18000}{1{,}0136 . 66}$$

$$= \frac{1{,}7 . 0{,}6723 . 15}{1{,}0136} + \frac{20000}{66{,}90} = 16{,}91 + 269{,}07 = 276 \text{ Fuß.}$$

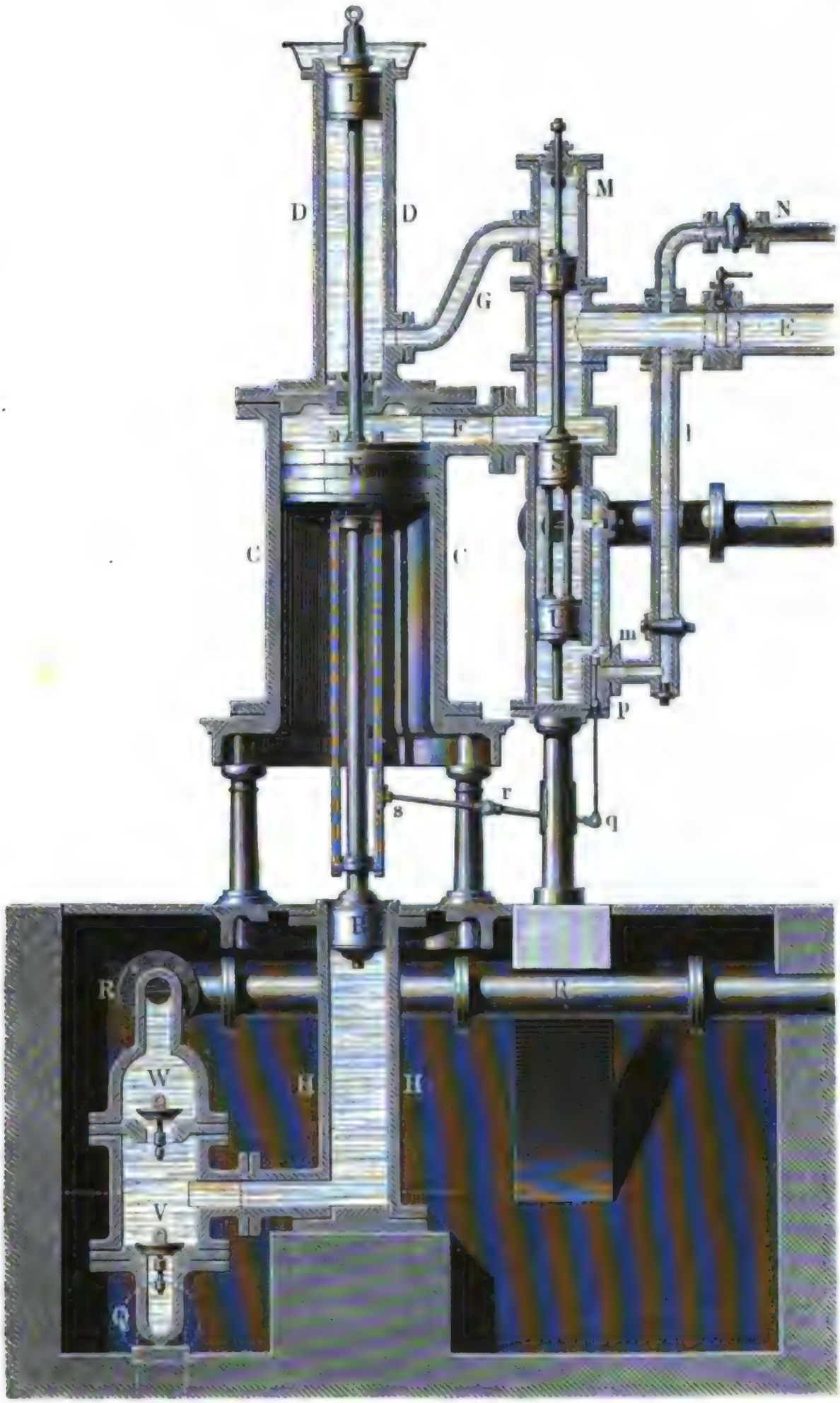
Da das Gefälle nur 240 Fuß beträgt, ſo iſt folglich die Waſſerſäulenmaſchine $276 - 240 = 36$ Fuß unter die Stollnſohle zu legen. Zieht man die Saughöhe $y_1 = y_2 = y_3 = 15$ Fuß von den gegebenen Förderhöhen ab, ſo reſultiren die Steighöhen der drei Pumpen:

$$z_1 = h_1 - y_1 = 150 - 15 = 135 \text{ Fuß}$$
$$z_2 = h_2 - y_2 = 200 - 15 = 185 \text{ „ und}$$
$$z_3 = h_3 - y_3 = 250 - 15 = 235 \text{ „ .}$$

§. 378. Auf der Soolenleitung zwiſchen Berchtesgaden, Reichenhall, Traunſtein und Roſenheim in Oberbaiern befinden ſich neun vom berühmten Reichenbach conſtruirte Waſſerſäulenmaſchinen zum Betrieb von Pumpen, welche dazu beſtimmt ſind, die Salzſoole über Berge wegzuführen. Es laſſen ſich an dieſen Maſchinen drei Syſteme von einander unterſcheiden; die in Fig. 772 abgebildete Maſchine ſtellt die dem neueren und vorzüglicheren Syſteme angehörende Waſſerſäule in Berchtesgaden dar. Dieſe

Fig. 772.

Waſſerſäulen-künſte.



Digitized by Google

Wasserſäulen-künſte.

Waſſerſäulenmaſchine unterſcheidet ſich vorzüglich dadurch von den gewöhnlichen Waſſerſäulenmaſchinen, daß ſie zwei Treibkolben hat, welche auf derſelben Kolbenſtange feſtſitzen; einen kleineren, welcher von der Kraftwaſſerſäule nach oben geſchoben wird und das Zufördern der Salzſoole durch Anſaugen bewirkt, und einen größeren, welcher von dem Kraftwaſſer nach unten bewegt wird und hierbei die Salzſoole in der Steigröhre emporbrückt. Das Gefälle dieſer Maſchine iſt 116 Meter und die Höhe, auf welche dieſelbe die Salzſoole fördert, beträgt 378 Meter.

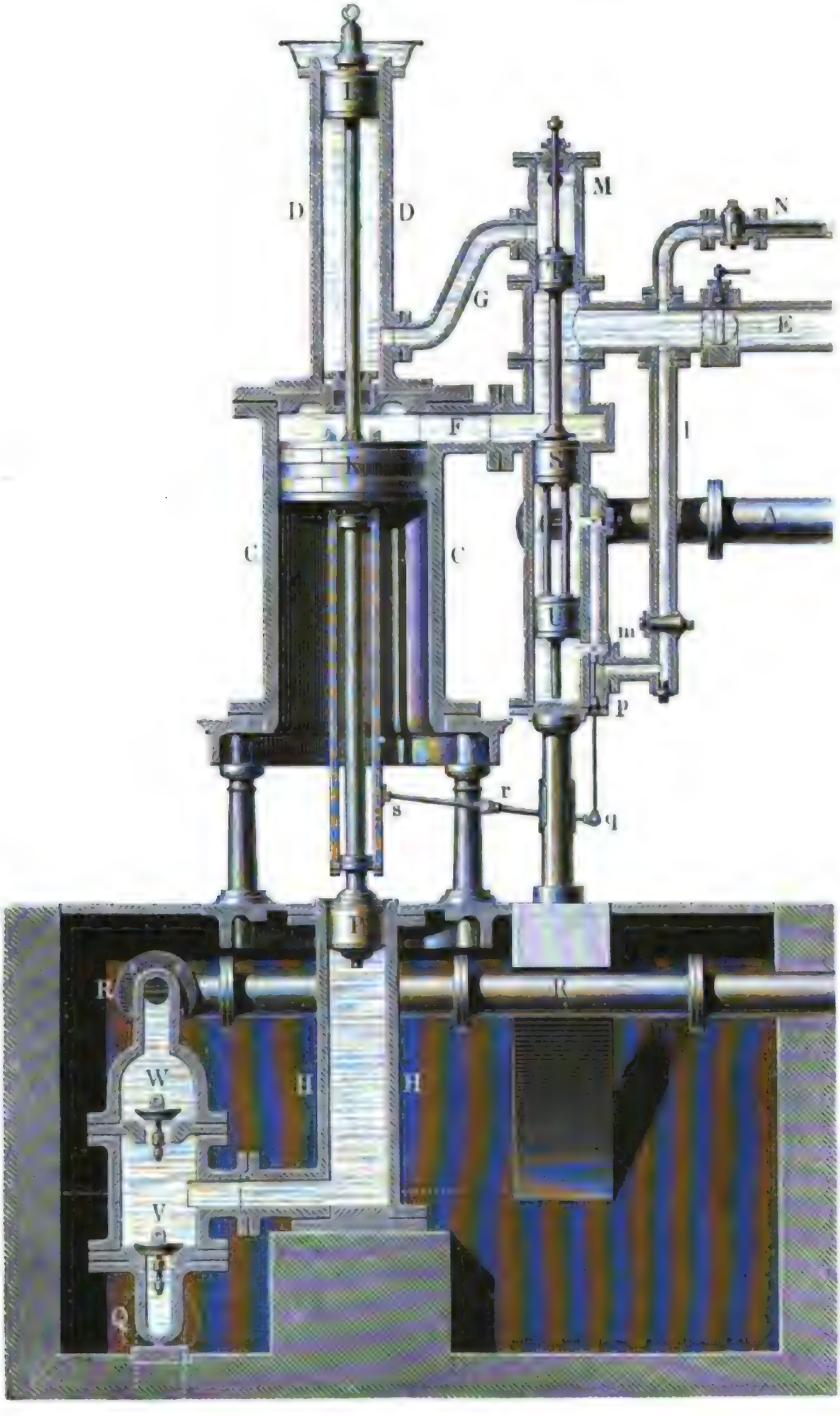
Die eigentliche Waſſerſäulenmaſchine beſteht aus den Treibcylindern CC und DD mit den Treibkolben K und L, aus der Einfallröhre E, der Austragröhre A, der in einem gemeinſchaftlichen Steuercylinder eingeſchloſſenen Steuerkolbenſtange mit den drei Kolben S, T und U und einer aus zwei kleinen Kolben m und p beſtehenden Hülfsſteuerung, welche mittels eines Hebels srq von der Treibkolbenſtange KP in Bewegung geſetzt wird. Die Waſſerhebungsmaſchine iſt aus dem Pumpencylinder ſammt dem in ihm beweglichen und an dem Ende der Treibkolbenſtange befindlichen Pumpenkolben P, ferner aus dem Ventilgehäuſe, in deſſen Innerem ſich das Saugventil V und Steigventil W befindet, und aus der bei Q anſchließenden Saugröhre ſowie aus der mit RR verbundenen Steigröhre zuſammengeſetzt. Bei der in der Abbildung dargeſtellten Kolbenſtellung gelangt das Kraftwaſſer auf dem Wege EF über den größeren Treibkolben K und nöthigt die ganze Kolbenverbindung LKP zum Niedergange, wobei das unter dem kleineren Treibkolben L befindliche Waſſer durch das Communicationsrohr G in den Steuercylinder zurück- und durch die Mündung M ausfließt, ſowie die unter dem Pumpenkolben P ſtehende Salzſoole durch das Steigventil W hindurch und in das Steigrohr RR gedrückt wird. Gegen Ende des Treibkolbenniederganges wird die Kolbenverbindung mp mittels des Hebels srq emporgeſchoben, und dadurch die Unterfläche des Wendekolbens U mit dem in der engen Röhre l ſtehenden Kraftwaſſer in Communication geſetzt. In Folge deſſen ſteigt nun das Steuerkolbenſyſtem UST empor, wobei der erſte oder Hauptſteuerkolben S das Kraftwaſſer vom Treibkolben K abſperrt und dagegen der zweite Steuerkolben T die Communication des kleineren Treibcylinders DD mit der Einfallröhre E herſtellt.

In Folge deſſen treibt der Druck des Waſſers auf den kleinen Treibkolben L die armirte Treibkolbenſtange PKL wieder empor, und es ſaugt der ebenfalls aufſteigende Pumpenkolben P mittels der bei Q angeſchloſſenen Saugröhre, bei geöffnetem Saugventile V, neue Salzſoole in den Pumpencylinder ein, wogegen das über dem Treibkolben K ſtehende todte Waſſer auf dem Wege FA zum Ausguſſe gelangt. Gegen Ende dieſes Aufganges wird das Kolbenpaar mp wieder mittels des Hebels srq her-

Digitized by Google

Fig. 773.

Waſſerſäulen-künſte.



Waſſerſäulen-künſte.

abgezogen, folglich auch der Waſſerdruck auf U aufgehoben; es bewegt ſich nun, da der Druck des Kraftwaſſers auf den größeren Kolben S auch größer iſt als der auf den kleineren Kolben T, das Steuerkolbenſyſtem wieder abwärts und beginnt ſo ein neues Spiel.

Bezeichnet h das Gefälle der Waſſerſäulenmaſchine, h_1 die Saughöhe, h_2 die Steighöhe und ε das ſpecifiſche Gewicht der zu hebenden Salzſoole, bezeichnet ferner F den Querſchnitt des großen Treibkolbens K, F_1 den des kleineren Treibkolbens L und F_2 den des Pumpenkolbens P, ſo iſt, wenn man von allen Nebenhinderniſſen abſieht, zu ſetzen:

$$F_1 h = \varepsilon F_2 h_1$$

und

$$(F - F_1) h = \varepsilon F_2 h_2,$$

ſo daß nun

$$\frac{F_1}{F - F_1} = \frac{h_1}{h_2},$$

folglich das erforderliche Querſchnittsverhältniß:

$$\frac{F_1}{F} = \frac{h_1}{h_1 + h_2} \text{ folgt.}$$

Das über der Einfallröhre ſtehende und mit einem Hahne N verſehene Rohr dient zum Einlaſſen von Luft, wenn es nach eingetretenem Sillſtand darauf ankommt, das Waſſer aus der Maſchine abzulaſſen. Die übrigen Theile der Waſſerſäulenmaſchine ſind aus Bd. II, Abſchn. I, Kap. VI, bekannt. Die beſchriebene Maſchine hat den Hub von nahe 1 Meter, den größeren Treibkolbendurchmeſſer $d = 0{,}738$ Meter, und den kleinen Treibkolbendurchmeſſer = dem Pumpendurchmeſſer $d_1 = 0{,}292$ Meter; es iſt folglich das pr. Spiel verbrauchte Aufſchlagwaſſerquantum:

$$V = \frac{\pi (d^2 + d_1{}^2) s}{4} = 0{,}495 \text{ Cubikmeter.}$$

Rechnet man hierzu noch 0,015 Cubikmeter Steuerwaſſer, ſo folgt die theoretiſche Arbeit der Kraftmaſchine pr. Spiel:

$A = V h \gamma = (0{,}495 + 0{,}015) \,.\, 116 \,.\, 1000 = 59160$ Kilogrammmeter.

Das theoretiſche Salzſoolenquantum pr. Spiel iſt

$$V_1 = \frac{\pi d_1{}^2}{4} s = 0{,}067 \text{ Cubikmeter,}$$

und ſetzt man das ſpecifiſche Gewicht der Salzſoole $\varepsilon = 1{,}200$, ſo folgt das theoretiſche Arbeitsquantum der Pumpe pr. Spiel:

$A_1 = V_1 (h_1 + h_2) \gamma = 0{,}067 \,.\, 378 \,.\, 1200 = 30391$ Kilogrammmeter,

und es iſt folglich der Wirkungsgrad dieſer Maſchine:

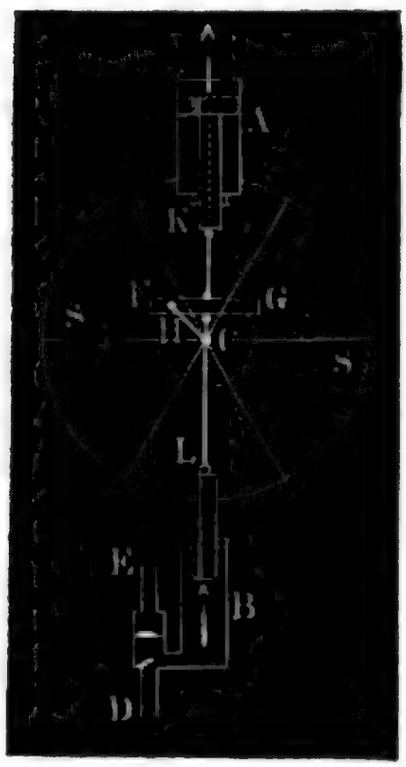
$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{30391}{59160} = 0{,}514.$$

Digitized by Google

§. 379. Die durch die Dampfkraft in Bewegung geſetzten Pumpen ſind entweder einfache und kleinere **Dampfpumpen**, oder zuſammengeſetztere und größere **Dampfkünſte**. Erſtere kommen vorzüglich beim Emporheben und Emporbrücken kleinerer Waſſermengen, insbeſondere als **Speiſepumpen** bei Dampfmaſchinen in Anwendung, letztere hingegen dienen zum Heben des Waſſers auf größere Höhen, insbeſondere zum Heben des Waſſers aus Bergwerken. Dampfpumpen.

Sowohl die einfachen Dampfpumpen als auch die Dampfkünſte ſind entweder direct- oder indirectwirkende. Bei den directwirkenden Waſſerhebungsmaſchinen bildet die Kolbenſtange der Dampfmaſchine mit der Kolbenſtange der Pumpe oder mit dem Pumpengeſtänge ein Ganzes, wobei folglich der Hub der Dampfmaſchine unverändert auf die Pumpe oder auf das ganze Pumpenſyſtem übergeht. Die Waſſerhebungsmaſchinen mit indirecter Dampfwirkung ſind entweder ſolche mit **geradlinig wiederkehrender**, oder ſolche mit ſtetig **rotirender Bewegung**; bei jenen Maſchinen beſteht die Zwiſchenmaſchine bloß in einem Hebel oder Balancier, bei dieſen hingegen in einem Kurbel- und Zahnradmechanismus; während dort nur eine Abänderung in der Richtung und Größe des Hubes vorkommt, tritt hier auch noch eine Veränderung in der Anzahl der Kolbenſpiele ein. Der äußere Mechanismus großer directwirkender Dampfkünſte ſtimmt mit dem der Waſſerſäulenkünſte vollkommen überein (ſ. die Abbildungen Fig. 545 von §. 291). Die hierbei in Anwendung kommenden Dampfmaſchinen ſind einfachwirkende, und erhalten zur Ausgleichung des Geſtänggewichtes ſowie zur Erzielung eines regelmäßigen Ganges ein Gegengewicht (ſ. §. 172). Kleinere und ſchnellergehende Dampfpumpen und Dampfkünſte arbeiten dagegen doppeltwirkend und erhalten zur Erzielung eines ſtetigen Ganges ein rotirendes Schwungrad.

Fig. 774.



Die allgemeine Einrichtung einer einfachen **Dampfpumpe** iſt aus der ideellen Darſtellung in Fig. 774 zu erſehen. Es ſtellt *A* den Dampf- und *B* den ſenkrecht darunterſtehenden Pumpencylinder, ferner *D* die Saugröhre und *E* die Steigröhre der Pumpe dar. Die beiden Kolbenſtange *K* und *L* ſind durch einen Rahmen *FG* (ſ. §. 121, Fig. 249) zu einem Ganzen verbunden, und der letztere umfaßt die Warze *H* einer Kurbel *CH*, auf deren Welle *C* das Schwungrad *SS* ſitzt, welches bei jedem Kolbenſpiel eine Umdrehung macht, wäh-

Digitized by Google

Dampf-pumpen.

rend die Warze H im Rahmen ein Mal hin- und zurückgleitet. Da ſehr gewöhnlich die Kraft zum Empordrücken des Waſſers größer iſt als zum Anſaugen deſſelben, ſo erhält die Dampfmaſchine gewöhnlich eine dicke Kolbenſtange, welche einen anſehnlichen Theil der einen Kolbenfläche vom Dampfdrucke abſchließt, (ſ. Bd. II, §. 462), ſo daß dann auch die Dampfkraft beim Aufgange des Kolbens beträchtlich kleiner ausfällt als beim Niedergange deſſelben.

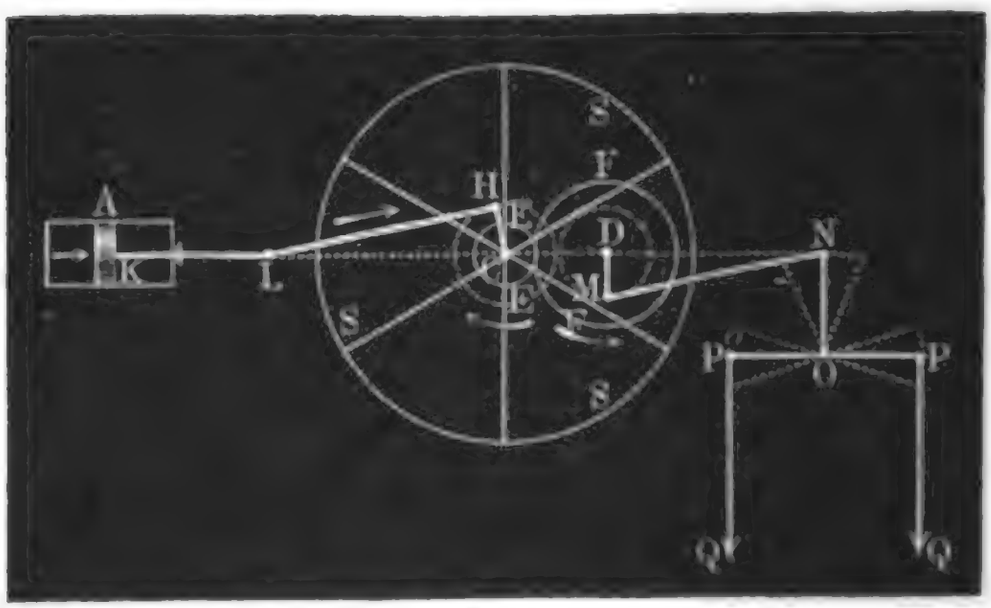
Von einer anderen directwirkenden Dampfpumpe führt die Abbildung in Fig. 775 den Grundriß vor Augen. Es iſt auch hier A der Dampf-

Fig. 775.

und B der Pumpencylinder, ſowie KL die gemeinſchaftliche Kolbenſtange, und CH die Kurbel mit dem Schwungrade SS; die Kurbelſtange FHG bildet aber hier eine Gabel und iſt mittels eines einfachen Querarmes FG an die Kolbenſtange KL angeſchloſſen. Die äußere Steuerung der Dampfmaſchine beſteht wie gewöhnlich aus dem auf der Schwungradwelle CD ſitzenden Excentrik E und der Excentrikſtange ER.

In Fig. 776 iſt endlich eine Dampfkunſt mit Vorgelege ideell dargeſtellt.

Fig. 776.



Die Kolbenſtange KL der Dampfmaſchine A ſetzt hier auf die bekannte Weiſe mittels der Kurbelſtange LH den Krummzapfen CH in Umdrehung. Auf der Welle C dieſes Krummzapfens ſitzt nicht allein ein Schwungrad SSS,

ſondern auch ein kleineres Zahnrad EE. Letzteres ſetzt wieder ein größeres Zahnrad FF in Umdrehung, deſſen Welle in einen Krummzapfen DM ausläuft, welcher auf die bekannte Weiſe (ſ. Fig. 753) mittels der Kurbelſtange MN das Kunſtkreuz NOP ſammt dem daran hängenden Pumpengeſtänge in die erforderlich ſchwingende Bewegung ſetzt. Da eine liegende Dampfmaſchine 25 bis 50 Spiele pr. Minute macht und die zweckmäßige Spielzahl der Pumpen nur 5 bis 10 iſt, ſo iſt durch das Zahnradvorgelege eine Umſetzung im Verhältniß von circa $1/5$ erforderlich, und daher der Halbmeſſer des Getriebrades FF im Mittel 5 mal ſo groß zu machen als der des Treibrades EE. Dampfpumpen.

Um einen möglichſt regelmäßigen Gang zu erhalten, ſchließt man zwei Geſtänge PQ, PQ an das in dieſem Falle dreiarmige Kunſtkreuz an u. ſ. w.

§. 380. Die ſpecielle Einrichtung einer Dampfpumpe mit ſtehenden Cylinder (nach Wiebes' Skizzenbuch, Heft 1) iſt aus dem verticalen Durchſchnitt derſelben in Fig. 777 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt A der Dampfcylinder, B der Pumpencylinder, ferner C die Kolbenſtange der Dampfmaſchine und D die den Plunger bildende Kolbenſtange der Pumpen. Beide Stangen ſind durch einen Rahmen EE (wie Fig. 774) feſt mit einander verbunden, und derſelbe umfaßt die Warze eines doppelten Krummzapfens FF, deſſen Welle HH auf der einen Seite das Schwungrad SS trägt und auf der anderen Seite in ein Excentrik L ausläuft, woran der Dampfſchieber G mittels der gegliederten Stange GL angeſchloſſen iſt. Noch ſieht man bei H einen Theil der Saugröhre ſammt dem Saugventil V, ſowie bei K die Einmündung der Steigröhre ſammt dem Steigventil W.

Es iſt der Durchmeſſer des Plungers D, $d_1 = 2\,1/4$ Zoll und der Hub der Maſchine, $s = 5\,1/2$ Zoll, folglich das theoretiſche Waſſerquantum pr. Kolbenſpiel:

$$V = \frac{\pi d_1^2}{4} s = \frac{\pi}{4}\left(\frac{9}{4}\right)^2 \frac{11}{2} = 21{,}87 \text{ Cubikzoll.}$$

Ferner mißt der Durchmeſſer des Dampfkolbens 4 Zoll und die Stärke der zugehörigen Kolbenſtange $2\,1/2$ Zoll, folglich verhält ſich die Kraft beim Niedergange des Kolbens zu der beim Aufgange wie

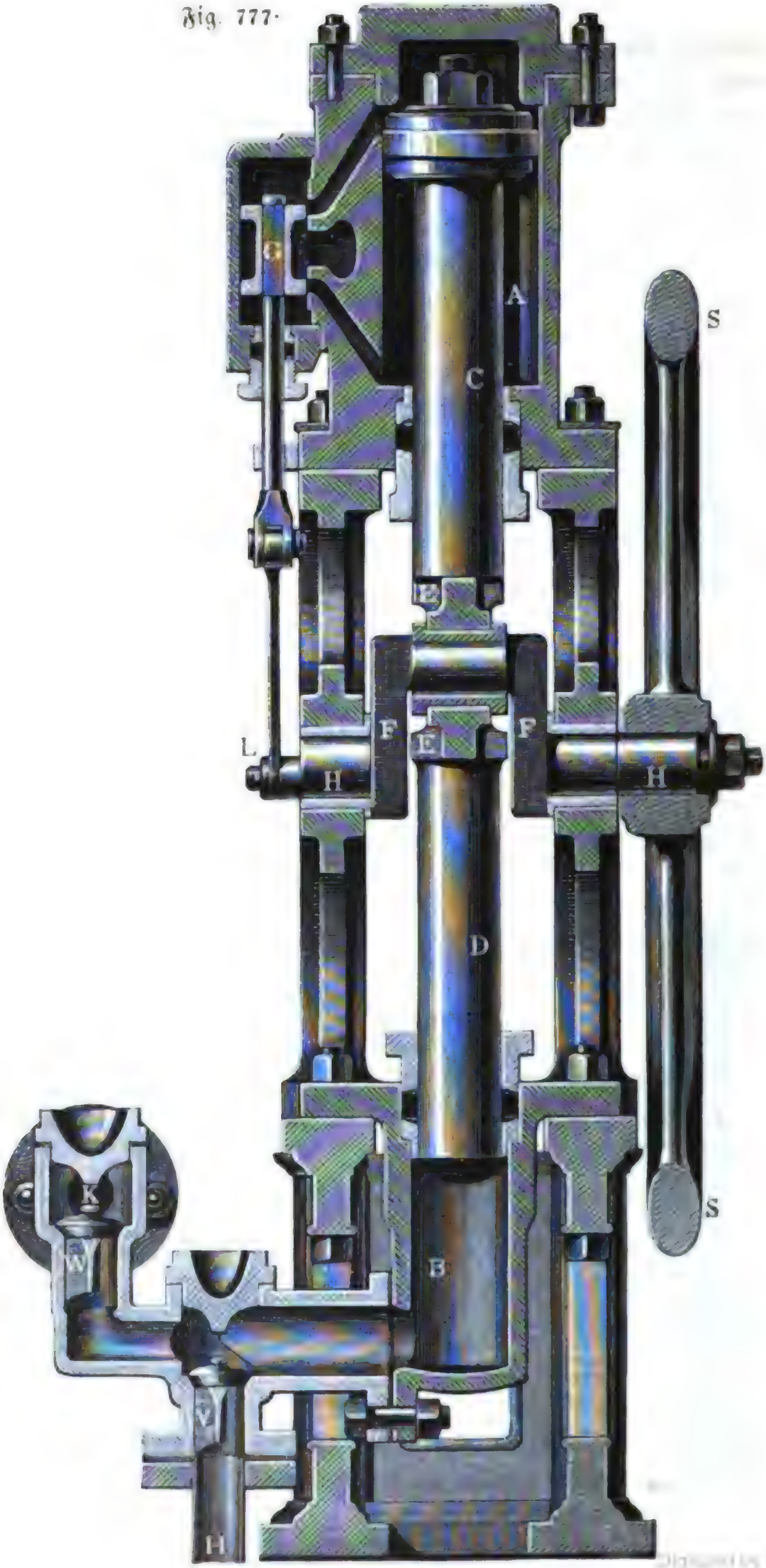
$$\left(\frac{4}{5/2}\right)^2 = \left(\frac{8}{5}\right)^2 = \frac{64}{25} = \frac{2{,}56}{1}.$$

Dieſem Verhältniſſe entſprechend kann alſo auch die Druckhöhe der Pumpe circa $2\,1/2$ mal ſo groß ſein als die Saughöhe.

Uebrigens iſt bei der Berechnung der Kraft einer Speiſepumpe, welche das Waſſer in den Dampfkeſſel drückt, ſtatt der Druckhöhe die Steighöhe, vom mittleren Kolbenſtande bis zur Oberfläche des Waſſers im Dampfkeſſel gemeſſen, plus den durch die Höhe einer Waſſerſäule ausgedrückten Ueber-

Digitized by Google

Fig. 777.

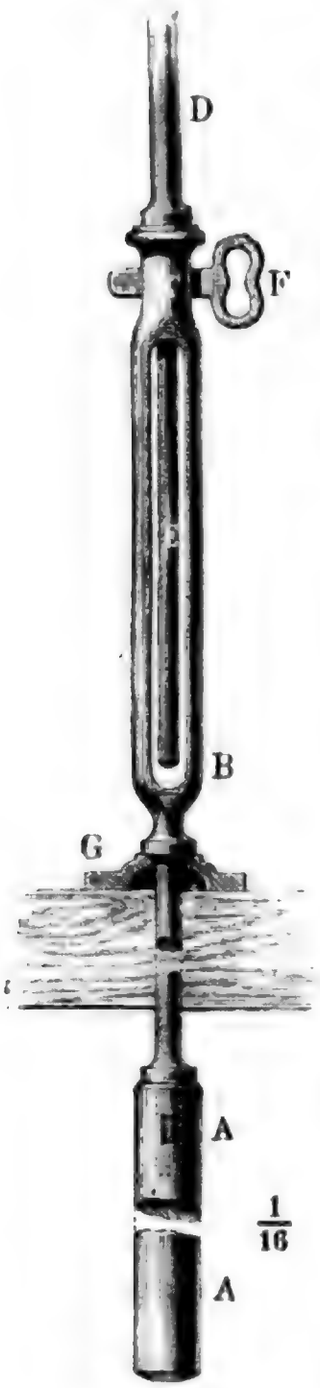


Digitized by Google

druck des Dampfes einzuführen. Bezeichnet h_2 die Steighöhe und p den Dampfdruck im Keſſel in Atmoſphären, ſo hat man die in Rechnung zu bringende Druckhöhe $= h_2 + 33\ (p - 1)$ Fuß, und bezeichnet noch F den Querſchnitt des Pumpenkolbens, ſo iſt die Kraft des letzteren zum Drücken des Speiſewaſſers in den Dampfkeſſel:

Dampf-pumpen.

Fig. 778.



$$P_2 = F\,(h_2 + 33\ [p - 1])\,\gamma \text{ Pfund},$$

während die Kraft zum Anſaugen des Waſſers auf die Höhe h_1 unverändert

$$P_1 = F h_1 \gamma \text{ bleibt.}$$

Bezeichnet ferner p_1 den Dampfdruck in der Speiſepumpe, q den Gegendruck (gewöhnlich eine Atmoſphäre), ferner d_1 den Durchmeſſer des Dampfkolbens und d_2 den der Dampfkolbenſtange, ſo hat man das Verhältniß zwiſchen der Kraft des Dampfkolbens beim Niedergange und der beim Aufgange:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{d_1^2 p_1 - (d_1^2 - d_2^2)\,q - d_2^2 q}{(d_1^2 - d_2^2)\,p_1 + d_2^2 q - d_1^2 q} = \frac{d_1^2}{d_1^2 - d_2^2},$$

und es gilt daher die Gleichung

$$\frac{d_1^2}{d_1^2 - d_2^2} = \frac{h_2 + 33(p-1)}{h_1}, \text{ wonach nun}$$

$$\frac{d_2}{d_1} = \sqrt{\frac{h_2 - h_1 + 33\ (p-1)}{h_2 + 33\ (p-1)}} \text{ folgt.}$$

Sehr gewöhnlich wird auch die Speiſepumpe einer Dampfmaſchine von der letzteren ſelbſt in Bewegung geſetzt. Da dieſelbe in der Regel mehr Waſſer zufördert, als zum Speiſen des Keſſels nöthig iſt, ſo iſt ſie während des Ganges der Dampfmaſchine öfters außer Thätigkeit zu ſetzen. Zu dieſem Zwecke wird entweder das Saugventil abgeſtellt oder der Plunger von ſeiner Stange abgelöſt. Die Art und Weiſe wie dies bewerkſtelligt wird, führt Fig. 778 vor Augen. Das Haupt des Plungers AA beſteht hier in einer Gabel BC und einer Hülſe C, welche die auf- und niedergehende Kolbenſtange DE umfaßt, und die feſte Verbindung dieſer Stange mit jener Hülſe erfolgt durch Eintreiben eines Keiles F in zu dieſem Zwecke angebrachte Seitenlöcher.

Beiſpiel. Wenn die Saughöhe des Waſſers einer Dampfpumpe zum Speiſen eines Dampfkeſſels, $h_1 = 25$ Fuß, die Steighöhe, bis Oberfläche des Waſſers im Keſſel gemeſſen, $h_2 = 5$ Fuß und der Dampfdruck im Keſſel, $p = 4$ Atmoſphären beträgt, dagegen der Dampfdruck in dem Dampfcylinder, $p_1 = 3{,}5$ Atmoſphären und der Gegendruck $q = 1$ Atmoſphäre mißt, ſo hat man das er-

Digitized by Google

Dampf-pumpen.

forderliche Verhältniß zwiſchen dem Durchmeſſer d_2 der Dampfkolbenſtange und dem Durchmeſſer d_1 des Dampfkolbens

$$\frac{d_2}{d} = \sqrt{\frac{h_2 - h_1 + 33(p-1)}{h_2 + 33(p-1)}} = \sqrt{\frac{5 - 25 + 33 \,.\, 2{,}5}{5 + 33 \,.\, 2{,}5}} = \sqrt{\frac{62{,}5}{87{,}5}} = 0{,}845.$$

Das Verhältniß des Durchmeſſers d_1 zu dem Durchmeſſer d des Pumpencylinders iſt

$$\frac{d_1}{d} = \sqrt{\frac{h_2 + 33\,(p-1)}{33\,(p-q)}} = \sqrt{\frac{87{,}5}{82{,}5}} = 1{,}030,$$

folglich auch

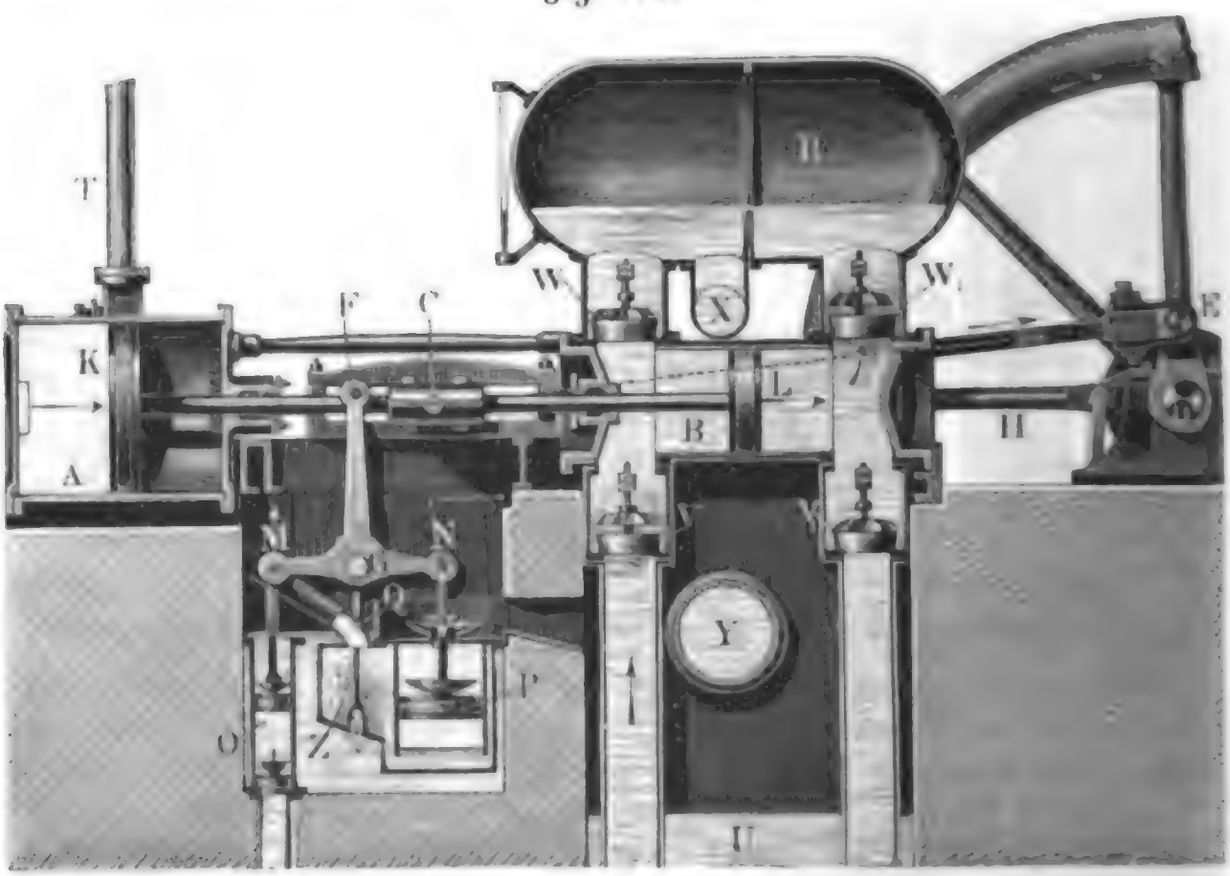
$$\frac{d_2}{d} = \frac{0{,}845}{1{,}030} = 0{,}820.$$

Dampfkünſte.

§. 381. Statt der in Band II, §. 427 beſchriebenen einfachwirkenden Dampfmaſchinen mit hoher Dampfſpannung bedeutender Expanſion, großer Geſtängmaſſe u. ſ. w. wendet man in der neueſten Zeit auch doppeltwirkende Dampfmaſchinen mit Schwungrädern zum Umtrieb von Pumpenwerken an. Solche Waſſerhebungsmaſchinen können mit einer größeren Geſchwindigkeit als die einfachwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchinen arbeiten und ſind viel leichter in einem regelmäßigen Gange zu erhalten als die letzteren, zumal wenn man zwei ſolche doppeltwirkende Dampfmaſchinen mittels auf das Vierteln geſtellten Kurbeln an ein gemeinſchaftliches Schwungrad anſchließt.

Eine ſolche Maſchine iſt die von E. A. Cowper für den Kryſtallpalaſt conſtruirte Waſſerhebungsdampfmaſchine, wovon Fig. 779 einen verticalen Längendurchſchnitt vor Augen führt. (S. The Artizan, August 1, 1858,

Fig. 779.



Digitized by Google

ſowie den Civilingenieur Band V, 1859.) Der liegende Dampfcylinder *A* hat bei einem Hub von 36 Zoll (engl.) einen Durchmeſſer von $35\frac{1}{2}$ Zoll, und der ebenfalls liegende Pumpencylinder *B* einen ſolchen von $21\frac{1}{2}$ Zoll. Die Kolbenſtangen *KC* und *LC* beider Maſchinen ſind durch ein Querhaupt *C* feſt mit einander verbunden, welches ſich in einem horizontalen Leitungsrahmen bewegt und woran die gegabelte Kurbelſtange *CE* der Kurbel- und Schwungradwelle *D* angeſchloſſen iſt. Eine zweite, dieſer vollkommen gleiche, jedoch nicht abgebildete Maſchine iſt ſo an dieſe Welle angeſchloſſen, daß, wie bei den Dampfwagen u. ſ. w., die Kurbelarme beider Maſchinen den Rechtwinkel zwiſchen ſich einſchließen. Ein zwiſchen zwei Hebeln auf *D* ſitzendes Excentrik (ähnlich wie Fig. 703, Bd. II.) ſetzt die an dieſe Hebel angeſchloſſene Excentrik- und Schieberſtange *H* in Bewegung, welche das regelmäßige Zu- und Ablaſſen des durch das Dampfrohr *T* in die Dampfkammer geführten Dampfes bewirkt. Der letztere ſtrömt nach vollbrachter Wirkung durch das Rohr *Q* in den Condenſator *Z*, und das zur Condenſation nöthige kalte Waſſer wird durch die Pumpe *O* zugeführt, ſowie das aus der Condenſation hervorgehende warme Waſſer u. ſ. w. mittels der Luft- und Warmwaſſerpumpe *P* entfernt. Beide Pumpen ſind an einen doppten Winkelhebel *FGMN* angeſchloſſen, welcher mittels eines Gelenkes *CF* von dem Querhaupt *C* in die nöthige ſchwingende Bewegung um die Axe *G* verſetzt wird. Der Durchmeſſer der Luft- und Warmwaſſerpumpe mißt 22 Zoll und der Hub derſelben die Hälfte vom Dampfkolbenſchube, alſo 18 Zoll. Uebrigens iſt dieſe Pumpe noch inſofern eigenthümlich conſtruirt, als hier das Saugventil unter dem Pumpenkolben durch ein Steigventil über demſelben erſetzt iſt. Dampfmaſchine.

Der gußeiſerne Pumpencylinder *B*, welcher mit einem $\frac{3}{8}$ Zoll dicken Futter aus Bronze bekleidet iſt, communicirt mit den verticalen Pumpenkammern *VW*, V_1W_1, welche unten durch die Saugventile *V*, V_1 und oben durch die Steigventile *W*, W_1 abgeſchloſſen werden. Die im Unterwaſſer *U* ſtehenden und ſich an die Saugventile *V* und V_1 anſchließenden Saugröhren führen das Waſſer in die Pumpenkammern *VW*, V_1W_1, u. ſ. w., von wo es wieder mittels des Pumpenkolbens in den $3\frac{3}{4}$ Fuß weiten und $8\frac{1}{4}$ Fuß langen Windkeſſel *R* gedrückt wird. Das im Boden dieſes Keſſels angebrachte Austrittsrohr *X* führt das Waſſer in die weitere Röhre *Y*, vereinigt ſich hier mit dem von der zweiten Pumpe zugeförderten Waſſer und ſteigt von da bis zur Sohle des Glaspalaſtes, 123 Fuß hoch empor. Da das Waſſer mittels 900 Fuß langer Röhren aus dem in der Nähe des Glaspalaſtes befindlichen See den Pumpen zugeführt wird, wobei es jedenfalls bedeutende hydrauliſche Hinderniſſe zu überwinden hat, ſo war es nöthig, die Maſchinen 20 Fuß tief unter der Oberfläche dieſes Sees aufzuſtellen und überdies noch einen aus einem 22 Fuß hohen,

Digitized by Google

Dampfkünste. $7^1/_3$ Fuß langen und $2^1/_3$ Fuß breiten gußeisernen Standrohre bestehenden Wasserregulator (Accumulator) in der Nähe der Maschinen aufzustellen, durch welchen das Wasser erst hindurchströmen muß, bevor es nach den übrigens ganz kurzen Saugröhren gelangen kann.

Die Pumpenventile bestehen aus Kanonenmetall, sind doppelsitzig und haben zwei ringförmige Durchgangsöffnungen von zusammen 63 Quadratzoll Inhalt. Sie verschieben sich wie das in Fig. 718 abgebildete Kolbenventil an einem Stiel, und es ist bei $^9/_{16}$ Zoll Ausschub der Querschnitt der Ventilöffnungen ebenfalls 63 Quadratzoll. Uebrigens hat man den Metallmassen dieser Ventile solche Querschnitte gegeben, daß sie sich immer mehr und mehr schließen, je kleiner die Kolbengeschwindigkeit ist, und zuletzt ohne Stoß in den Ventilsitz zurückkehren.

Ist F_3 der Querschnitt der Ventilkammer, F_m der der Ventilöffnungen, α_m der Contractionscoefficient des durch diese Oeffnungen fließenden Wasserstrahles, F die Kolbenfläche und C die Kolbengeschwindigkeit, so hat man (nach §. 366) den Verlust an Druckhöhe beim Durchgang des Wassers durch diese Ventile:

$$h_m = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{c^2}{2g},$$

und bezeichnet nun noch F_2 den Querschnitt des massiven Theiles des Ventiles, so ist die Kraft, mit welcher das Ventil vom Wasser gehoben wird:

$$R = F_2 h_m \gamma = \left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \cdot F_2 \gamma.$$

Diese Kraft ist nun dem Gewichte $\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) G$ des Ventiles gleichzusetzen, wenn dasselbe durch den Druck des durchfließenden Wassers balancirt werden soll; es läßt sich folglich

$$F_2 = \frac{\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) G}{\left(\frac{F_3}{\alpha_m F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \gamma}$$

setzen.

Uebrigens macht die Maschine pr. Minute 15 dreifußige Spiele, hat also eine mittlere Kolbengeschwindigkeit $v = \frac{6.15}{60} = 1{,}5$ Fuß, wobei sie das Wasser 103 Fuß hoch fördert, und bei dreifacher Expansion, durch Dampf von 18 Pfund Ueberdruck gespeist wird.

Beispiel. Wenn bei der in Figur 779 abgebildeten Dampfpumpe des Krystallpalastes das Gewicht eines Ventiles, $G = 37$ Pfund, das specifische Gewicht seiner Masse, $\varepsilon = 8{,}5$, also das Gewicht dieses Ventiles unter Wasser

Digitized by Google

$$\left(1 - \frac{1}{\varepsilon}\right) G = (1 - 0{,}11765) \,.\, 37 = 32{,}65 \text{ Pfund}$$

beträgt, wenn ferner die größte Kolbengeſchwindigkeit

$$c = \frac{\pi}{2} v = 1{,}57 \,.\, 1{,}5 = 2{,}36 \text{ Fuß},$$

alſo das entſprechende Geſchwindigkeitsquadrat,

$$\frac{c^2}{2g} = 0{,}01553 \,.\, c^2 = 0{,}0865$$

mißt, wenn der Querſchnitt F_3 der Ventilkammer $^4/_3$ mal in dem Kolbenquerſchnitt F enhalten, ſowie der Querſchnitt F_m der Ventilöffnung $^1/_3$ von dem der Ventilkammer iſt und endlich der Contractionscoefficient für den Durchgang des Waſſers durch dieſe Oeffnung, $\alpha_m = 0{,}75$, ſowie die Dichtigkeit des Waſſers 62,33 (engl.) Pfund angenommen wird, ſo iſt zur gehörigen Aequilibrirung dieſes Ventiles dem maſſiven Theil deſſelben der Querſchnitt

$$F_2 = \frac{32{,}65}{(3 \,.\, {}^4/_3 - 1)^2 ({}^1/_3)^2 \,.\, 0{,}0865 \,.\, 62{,}33} = \frac{32{,}65}{16 \,.\, 0{,}0865 \,.\, 62{,}33}$$
$$= 0{,}378 \text{ Quadratfuß} = 54{,}5 \text{ Quadratzoll}.$$

zu geben.

Für einen größeren Ventilſchub, wobei vielleicht $\frac{F_3}{F_m}$ nicht $= 3$, ſondern $^4/_3$, alſo $\left(\frac{F_3}{\alpha F_m} - 1\right)^2$ ſtatt 9, nur $= ({}^4/_3 \,.\, {}^1/_3 - 1) = {}^{49}/_{9}$ iſt, ſo würde

$$F_2 = \frac{9 \,.\, 9}{49} \cdot 54{,}5 = {}^{81}/_{49} \,.\, 54{,}5 = 90 \text{ Quadratzoll}$$

betragen müſſen. Sollte das Ventil nur dann die gegebene Gröſſnung von $\frac{F_m}{F_3} = {}^1/_3$ geben, wenn der Kolben die mittlere Geſchwindigkeit $v = 1{,}5$ Fuß hat, ſo müßte der maſſive Theil des Ventiles den Querſchnitt

$$F_2 = 54{,}5 \left(\frac{v}{c}\right)^2 = 54{,}5 \left(\frac{\pi}{2}\right)^2 = 134{,}5 \text{ Quadratzoll}$$

erhalten.

§. 382. Bei den **einfachwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchinen** wirkt der Dampf nur auf der einen Seite des Dampfkolbens, und wird der Rückgang des Kolbens durch das Stangengewicht hervorgebracht. Iſt das Schachtgeſtänge unmittelbar an die nach unten gerichtete Kolbenſtange der Dampfmaſchine angeſchloſſen, alſo die Maſchine eine ſogenannte **directwirkende** (ſ. Bd. II, §. 417, Fig. 668), ſo wirkt der Dampf auf die untere Grundfläche des Kolbens; iſt hingegen das Schachtgeſtänge mittels eines Hebels oder ſogenannten **Balanciers** an die Kolbenſtange der Dampfmaſchine angeſchloſſen, ſo findet die Wirkung des Dampfes auf der oberen Grundfläche des Dampfkolbens ſtatt; es wird folglich das Schachtgeſtänge im erſten Falle beim Aufgange, und im zweiten Falle beim Niedergange des Dampfkolbens gehoben. Da die directwirkenden Dampfkünſte unmittelbar über die Schachtmündung zu ſtehen kommen, ſo ſind dieſelben nicht überall in Anwendung zu bringen. Uebrigens haben die Balanciermaſchinen vor den directwirkenden Waſſerhebungsmaſchinen noch den Vor-

Digitized by Google

Dampfkünſte. zug, daß ſie bei Uebertragung der Kraft auf das Geſtänge eine Verminderung des Geſtänghubes geſtatten, wodurch es möglich wird, den Pumpen eine angemeſſenere Geſchwindigkeit zu geben. Sehr gewöhnlich macht man den Laſtarm des Balanciers, woran das Geſtänge hängt, $^3/_4$ bis $^4/_5$mal ſo lang als den des Kraftarmes. Läßt man die Dampfmaſchine mit 3 Fuß mittlerer Geſchwindigkeit arbeiten, ſo iſt hiernach die der Pumpen nur 2,25 bis 2,40 Fuß; man geht aber mit der Geſchwindigkeit des Dampfkolbens lieber auf 2 Fuß herab, ſo daß dann die Pumpengeſchwindigkeit nur 1,5 bis 1,6 Fuß ausfällt. Auf der anderen Seite ſteigert man aber auch, namentlich bei weiten Pumpenröhren, die Geſchwindigkeit des Dampfkolbens auf 4 bis 5 Fuß, und wendet dabei nach Befinden einen gleicharmigen Balancier oder eine directe Verbindung des Schachtgeſtänges mit der Kolbenſtange der Dampfmaſchine an, ſo daß dann die Pumpenkolbengeſchwindigkeit ebenfalls 4 bis 5 Fuß ausfällt.

Die einfachwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchinen mit Balancier ſind entweder ſogenannte Watt'ſche oder Cornwaller Dampfmaſchinen. Der Hauptunterſchied zwiſchen beiden Maſchinen beſteht darin, daß jene mit niedrigem Dampfdruck zu 1,1 Atmoſphäre, dieſe aber mit hohem Dampfdruck zu 2,5 bis 5 Atmoſphären arbeiten. Uebrigens gehören beide Maſchinenſyſteme den Condenſations- und Expanſionsmaſchinen an, nur iſt die Expanſion der Cornwaller Dampfmaſchinen eine viel ſtärkere, und vorzüglich deshalb der Wirkungsgrad dieſer Maſchinen größer als der der Watt'ſchen Maſchinen. Während bei jenen Maſchinen nur eine dreihalb- bis dreifache Expanſion des Dampfes angewendet wird, kommen bei dieſen Dampfmaſchinen vier- bis achtfache Expanſionen vor. Nach den Verſuchen von Th. Wicksteed (ſ. An Experimental Inquiry concerning the relative power etc. of the Cornisch and Boulton and Watt Pumping Engines, by Th. Wicksteed, London 1841) wird bei den Cornwaller Waſſerhebungsmaſchinen von einem Centner (112 Pfund) Newcaſtler Steinkohlen eine Nutzleiſtung von 97'146268 Fußpfd., und dagegen von den Boulton- und Watt'ſchen Maſchinen eine ſolche von 42'847548 Fußpfd. erzielt. Hiernach iſt die Leiſtung für ein Pfund Steinkohle im erſten Falle

$$= \frac{97'146268}{112} = 867377 \text{ Fußpfund},$$

und im zweiten Falle

$$= \frac{42'847548}{112} = 382567 \text{ Fußpfund}.$$

Nun giebt aber eine Pferdekraft ſtündlich die Leiſtung

$$543 \,.\, 60 \,.\, 60 = 1'954800 \text{ Fußpfund},$$

folglich erfordert hiernach eine Pferdekraft im erſten Falle:

$$\frac{1954800}{867377} = 2{,}25 \text{ Pfund,}$$ Dampfkünſte.

und im zweiten Falle:

$$= \frac{1954800}{382567} = 5{,}10 \text{ Pfund Steinkohle ſtündlich.}$$

Nach neueren Angaben iſt jedoch im Durchſchnitt die Nutzleiſtung der Cornwaller Maſchinen nur 67′700000 Fußpfd. pr. 1 Centner Kohle, alſo = 604464 Fußpfd. pr. 1 Pfund Kohle zu ſetzen, wonach eine Pferdekraft $\frac{1954800}{604464} = 3{,}23$ Pfd. Kohlenaufwand ſtündlich erfordert. Erfahrungsmäßig iſt im Durchſchnitt pr. Pferdekraft ſtündlich ein Kohlenaufwand von 4,2 Pfd. oder circa 2 Kilogramm zu rechnen. Die gewöhnlich vorkommenden Cornwaller Waſſerhebungsdampfmaſchinen machen bei einem Hub von 8 bis 10 Fuß, pr. Minute 6 bis 10 Spiele, wobei der Durchmeſſer des Dampfkolbens 60 bis 90 Zoll engl. beträgt und der Quadratzoll des letzteren im Durchſchnitt mit 10 bis 16 Pfund belaſtet iſt.

Zwei ſehr große Cornwaller Waſſerhebungsdampfmaſchinen arbeiten in Bleiberg bei Aachen. Dieſelben ſind aus der rühmlichſt bekannten Maſchinenbauwerkſtatt zu Seraing hervorgegangen und in Armengaud's Publication industrielle, 6. Bd. ſowie in John Cockerill's Portefeuille abgebildet. Jede dieſer Maſchinen hat einen Durchmeſſer von 2,67 Meter und Hub von 3,66 Meter, während der Durchmeſſer der Pumpenkolben 1 Meter und der Hub derſelben 2,86 Meter mißt; ferner hat jede dieſer Maſchinen bei 7 Spielen pr. Minute, und wenn ſie ohne Expanſion arbeitet, 700 bis 800 Pferdekräfte Arbeitsvermögen; da ſie jedoch mit 5facher Expanſion arbeitet, ſo beträgt daſſelbe nur 234 Pferdekräfte. Nach gründlich angeſtellten Verſuchen erfordert eine ſolche Maſchine ſtündlich nur 1,45 Kilogramm Kohle pr. Pferdekraft, wogegen die gewöhnlichen Belgiſchen Waſſerhebungsmaſchinen 4 bis 5 Kilogramm Kohle pr. Pferdekraft in Anſpruch nehmen.

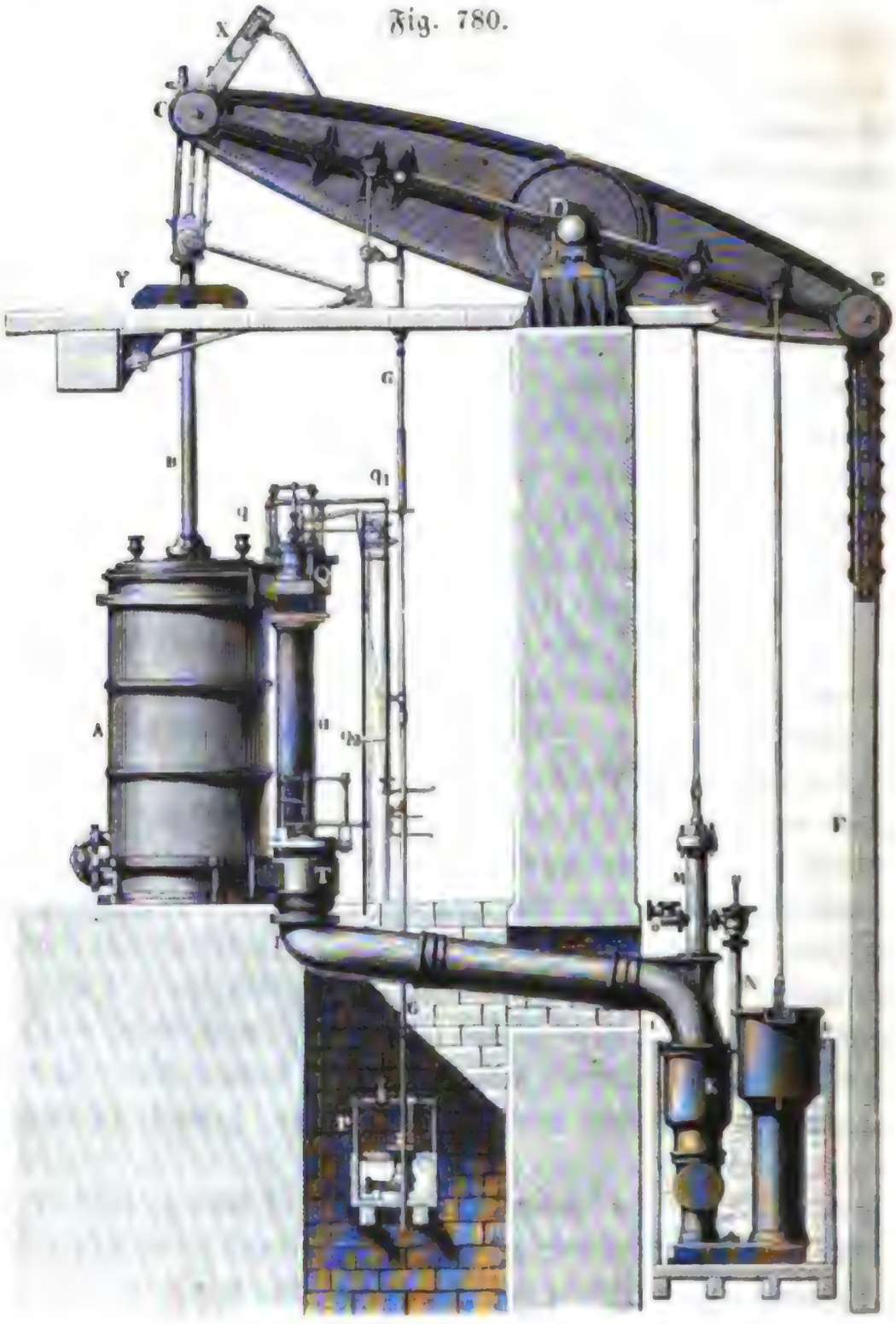
§. 383. Obgleich im zweiten Bande (§. 427 und §. 428) bereits der allgemeine Bewegungs- und Steuerungsmechanismus einer einfachwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchine beſchrieben und durch Abbildungen illuſtrirt wird, ſo möchte doch die folgende, mehr das Ganze einer ſolchen Maſchine umfaſſende Darſtellung einer Cornwaller Waſſermaſchine nicht ohne Wichtigkeit ſein. Fig. 780 (a. f. S.) giebt die Hauptanſicht der Maſchine. Man ſieht in *A* den Dampfcylinder, in *B* die Kolbenſtange, in *CE* den um ſeine Axe *D* ſchwingenden Balancier und in *F* das am kürzeren Arme des letzteren aufgehangene Pumpengeſtänge. Die an *F* angeſchloſſenen Pumpen ſind, mit Ausnahme des unterſten oder ſogenannten Sumpfſatzes, lauter Druckſätze; es hat daher der Dampf beim Niedergange des Dampf- Dampfkunſt mit Balancier.

Digitized by Google

Dampfkunſt mit Balancier.

kolbens hauptſächlich nur das Gewicht des Geſtänggewichtes zu überwinden, und es wird das Waſſer durch dieſes Gewicht in die Höhe gedrückt, wobei,

Fig. 780.



wie bekannt, der Dampf, welcher vorher über dem Dampfkolben ſtand, nun unter denſelben zu treten genöthigt wird. Um den Hub der Maſchine bei vorkommenden Geſtängbrüchen zu begrenzen und das Aufſchlagen des Dampfkolbens auf den Boden und Deckel des Dampfcylinders zu verhindern, iſt ein ſtarker eiſerner Querarm oder ſogenanntes Fanghorn *X* an den Kraftarm des Balanciers befeſtigt und ſind auch von Strecke zu Strecke ſogenannte Fangböcke an das Geſtänge angeſchloſſen. Kommt nun ein ſolcher Ge-

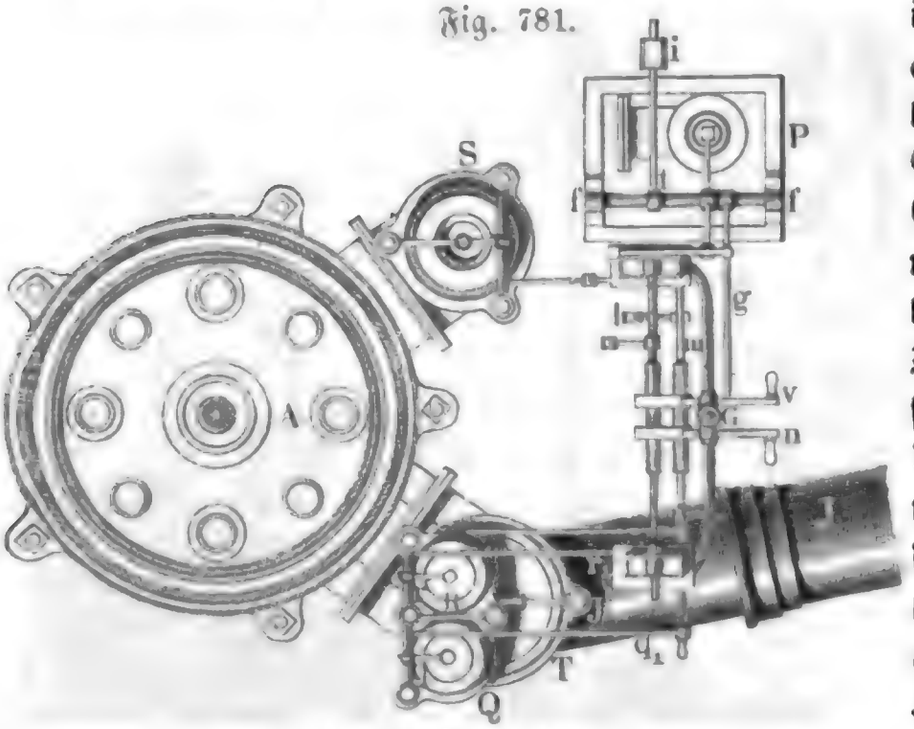
ſtängbruch vor, ſo ſchlägt das Fanghorn des Balanciers auf gepolſterte Lager, wie *Y*, und es ſetzt ſich das losgeriſſene Geſtänge mittels dieſer Fangböcke auf ſtarke Balkenunterlagen auf. An dem Balancier iſt auch noch aufgehangen: die Steuerſtange *G*, die Kolbenſtange der Speiſepumpe *M* und die Kolbenſtange der Luft- und Warmwaſſerpumpe *L*. Dampfkunſt mit Balancier.

Ferner ſieht man in *K* den Condenſator, und in *P* den Cataract, deſſen Einrichtung und Wirkungsweiſe aus Band II, §. 428 bekannt iſt. Zur Steuerung der Maſchine dienen vier doppelſitzige Ventile, deren Stellung gegen den Dampfcylinder *A* beſſer aus dem Grundriſſe in Figur 781 zu erſehen iſt, und zwar

1. das Regulirventil *Q*,
2. das Einlaßventil *R*,
3. das Gleichgewichtsventil *S*, und
4. das Auslaß- oder Condenſatorventil *T*.

Das Regulirungsventil *Q*, welchem der Dampf von unten zugeführt wird, iſt an dem Hebel qq_1 aufgehangen und läßt ſich mittels der Stange q_2, an deren Ende ein Schraubenmechanismus angebracht iſt, dem Dampfbedarf entſprechend einſtellen. Aus dieſem Ventile tritt der Dampf in das benachbarte Einlaßventil *R*, welches an einem anderen Hebel rr_1 aufgehangen iſt, und bei Eröffnung dieſes Ventiles durch ein fallendes Gewicht, tritt der Dampf oben in den Dampfcylinder ein und treibt daſelbſt den Dampfkolben abwärts. Nachdem dieſer einen Theil ſeines ganzen Weges zurückgelegt hat, wird dieſes Ventil geſchloſſen, und es legt nun derſelbe den übrigen Theil des Weges während der Expanſion des Dampfes zurück. Am Ende des Kolbenniederganges eröffnet ſich das Gleichgewichtsventil *S*, wodurch mittels der ſenkrecht ſtehenden Röhre *H* eine Communication zwiſchen dem oberen und unteren Theil des Dampfcylinders hergeſtellt wird; es ſteigt nun in Folge des Geſtänggewichtes der Dampfkolben wieder empor, und treibt dabei den vorher in Thätigkeit geweſenen Dampf unter den Kolben. Zuletzt eröffnet ſich durch Niederfallen eines Gewichtes das Auslaßventil *T*, ſo daß nun der

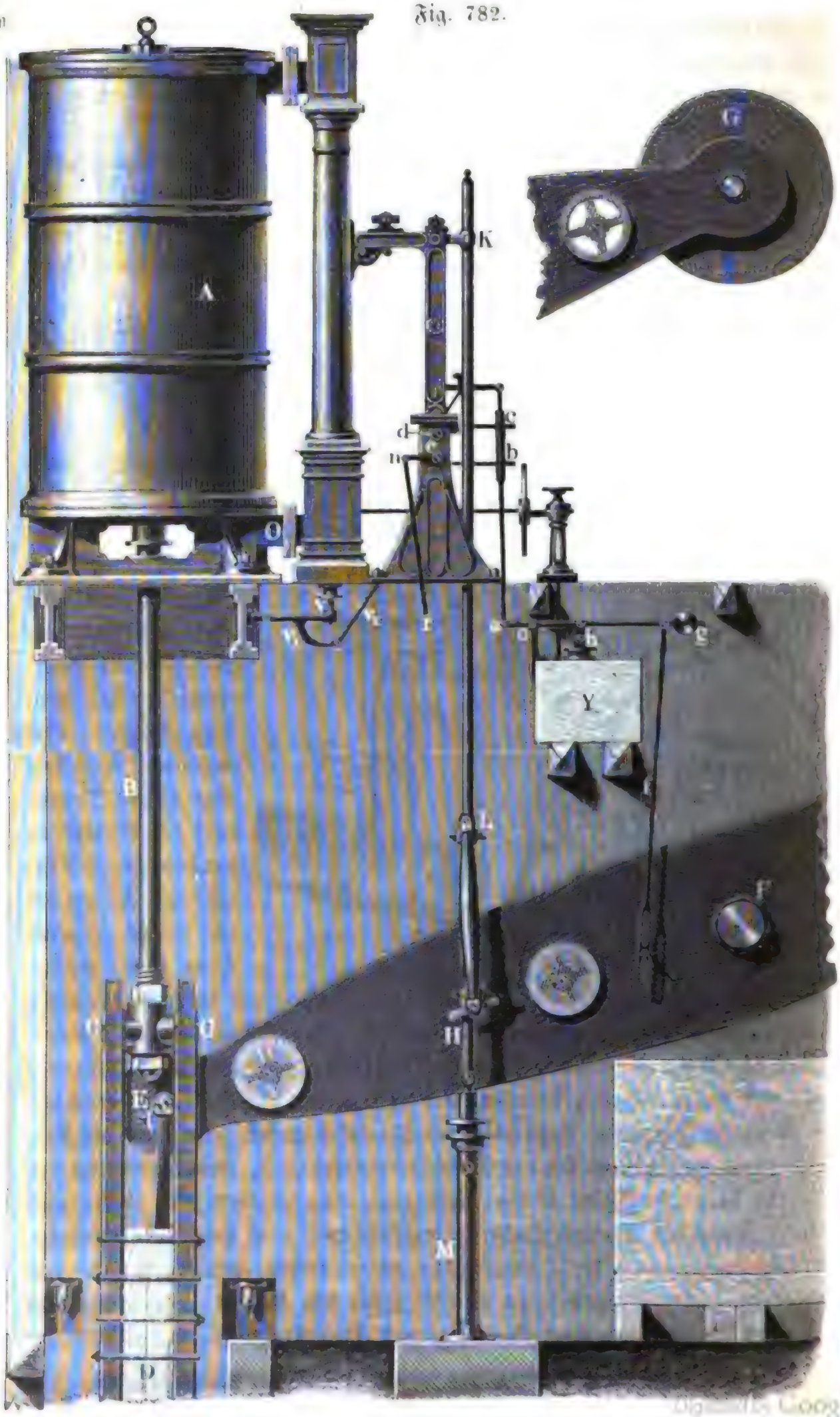
Fig. 781.



Digitized by Google

Direct-wirkende Dampfkunst

Fig. 782.



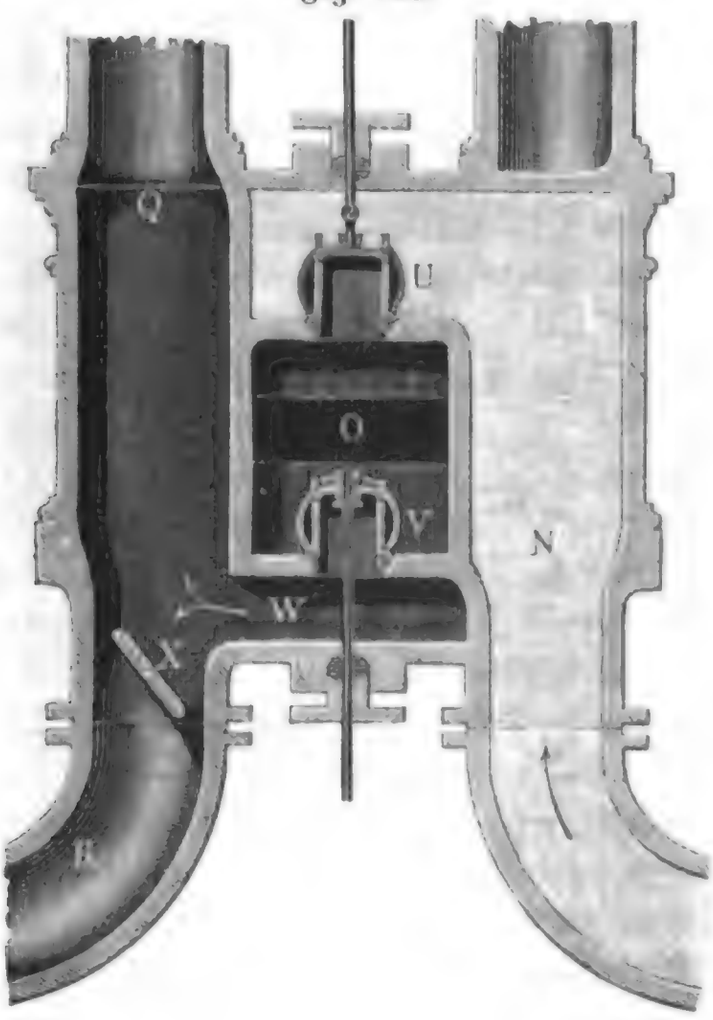
Digitized by Google

unter dem Kolben befindliche Dampf mittels des Austragerohres JJ in den Condenſator K treten kann. Wird nun das Einlaßventil von Neuem eröffnet, ſo beginnt auch ein neues Spiel. Die nähere Einrichtung und Wirkungsweiſe der äußeren Steuerung mittels Hebel, Stangen, Knaggen, Gewichte u. ſ. w., ſowie die des Kataraktes iſt theils aus dem in Band II, §. 427 und §. 428 Mitgetheilten bekannt und findet theils im folgenden Paragraphen ſpecielle Erläuterungen und Ergänzungen. Dampfkunſt mit Balancier.

§. 384. Durch folgende Beſchreibung und mit Hülfe der beiſtehenden Abbildungen einer directwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchine der Kohlengrube Laumonier bei Lüttich (ſ. Bulletin de la Société de l'industrie minérale, Tome I, Saint-Etienne 1855 und 1856) wird man ſich ein deutliches Bild von der Einrichtung, Wirkung u. ſ. w. der directwirkenden Waſſerhebungsdampfmaſchinen überhaupt machen können. Directwirkende Dampfkunſt.

Zunächſt ſtellt Figur 782 die Seitenanſicht der gedachten Maſchine dar. Der Dampfcylinder A ruht auf gußeiſernen Trägern, zwiſchen welchen die Kolbenſtange B hindurchgeht. Letztere iſt mittels eines um die Axe CC drehbaren Gelenkes mit dem den Kopf des Schachtgeſtänges bildenden Laſchenſchloß CDC verbunden, und an dieſem iſt wieder mittels eines Lenkarmes DE ein in F unterſtützter Gegengewichtsbalancier EFG angeſchloſſen. Dieſer Balancier iſt mit einer zur Ausgleichung des Geſtänggewichtes nöthigen Anzahl gußeiſerner Teller G belaſtet, und ſetzt mittels eines Lenkarmes HL die Steuerſtange KL in Bewegung, an welcher zugleich der Kolben der Speiſepumpe M ſitzt. Die innere Steuerung der Maſchine mittels zweier doppelſitzigen Ventile U und V iſt aus dem ſenkrechten Querdurchſchnitt der Dampfkammer in Fig. 783 zu erſehen. Der bei N aus dem Dampfkeſſel zugeführte Dampf ſtrömt bei geöffnetem Admiſſionsventil U in die Dampfkammer UV ein und mittels des Communicationsrohres O

Fig. 783.

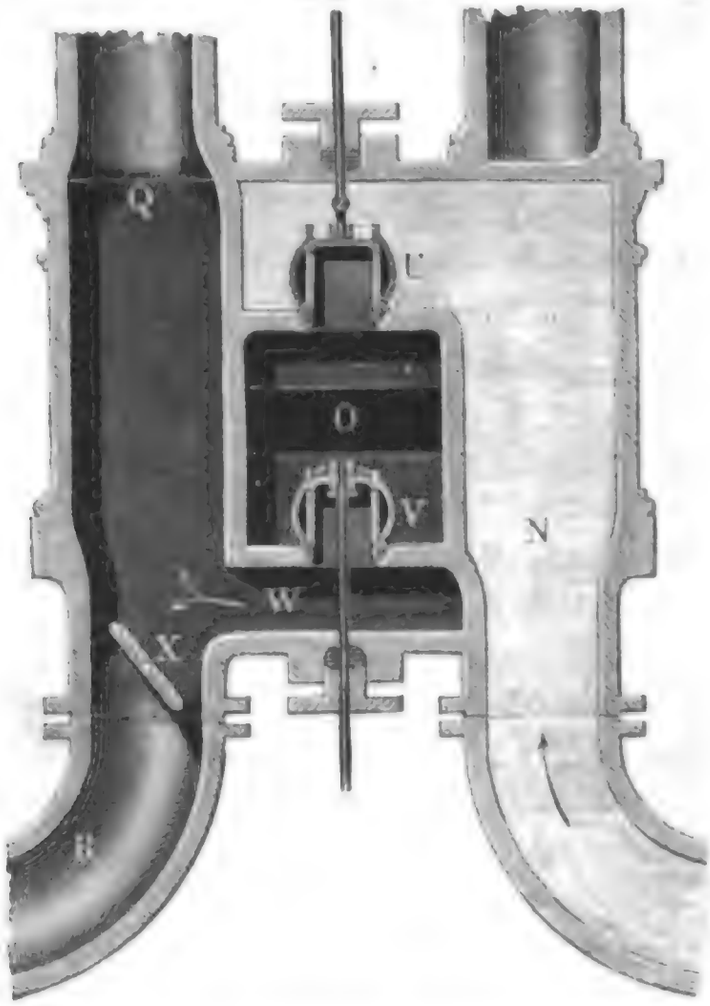


Digitized by Google

Direct-wirkende Dampfkunſt.

von unten in den Dampfcylinder ein und treibt den Dampfkolben mit dem Schachtgeſtänge empor. Noch während des Kolbenaufganges wird jedoch das Ventil U niedergedrückt, und am Ende deſſelben das Emiſſions- und Gleichgewichtsventil V eröffnet, ſo daß nun der vorher in Wirkſamkeit geweſene Dampf aus O zurück, durch V hindurch und in den Raum W treten kann, welcher durch das Rohr Q mit dem Dampfcylinder von oben und durch das mit einem Droſſelventil X verſehene Rohr R mit der äußeren Luft communicirt. In Folge deſſen ſtrömt nicht nur der Dampf, welcher den Dampfcylinder verläßt, durch R aus, ſondern erhält auch dieſen Cylinder in einer höheren, die Wirkung des neu zutretenden Dampfes befördernden Temperatur.

Fig. 784.



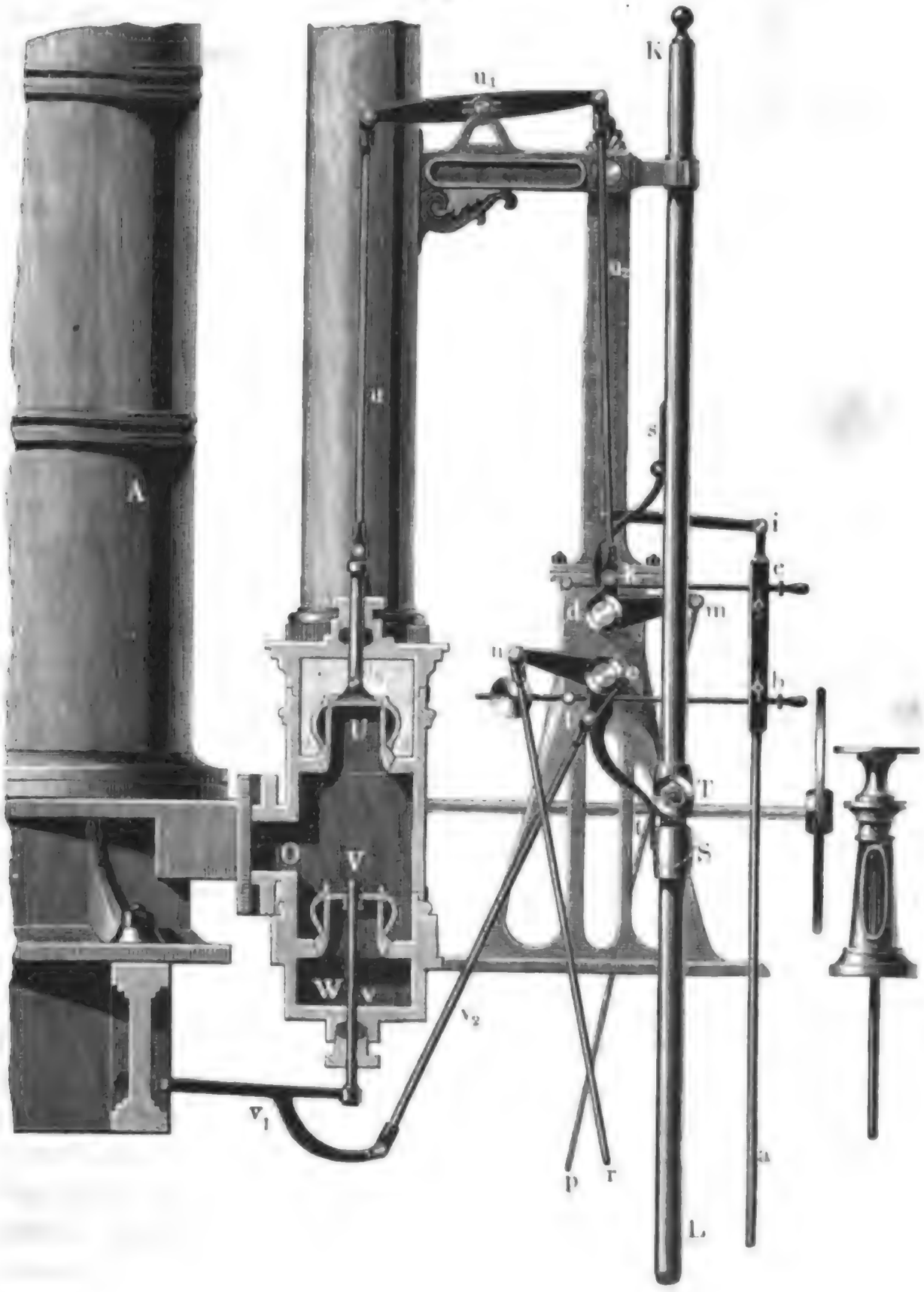
Das regelrechte Oeffnen und Verſchließen der Ventile U und V wird mittels Gewichte und der auf der Steuerſtange LK ſitzenden Steuerknaggen S und T, Fig. 785, durch folgenden Mechanismus und auf folgende Weiſe hervorgebracht. Das Admiſſionsventil U iſt mittels der Stange u, des doppelarmigen Hebels u_1 und der Stange u_2 an den Arm dk der Steuerwelle d, ſowie das Emiſſionsventil V mittels der Stange v, des einarmigen Hebels v_1 und der Stange v_2 an den Arm el der Steuerwelle e angeſchloſſen; ferner trägt die Welle d einen Steuerhebel s, welcher von der Knagge S empor-, ſowie die Welle e einen Steuerhebel t, welcher von der Knagge T niedergedrückt wird, wobei die erſte Welle um einen gewiſſen Winkel von rechts nach links und reſp. die zweite Welle um einen gewiſſen Winkel von links nach rechts gedreht wird. Zwei Gewichte p und r, wovon das eine an einem Arme dm der Welle d und das andere an einem Arme en der Welle e niederzieht, geben dieſen Wellen die entgegengeſetzten Drehungen. Endlich ſitzen auf dieſen Steuerwellen noch die in Fig. 786 (a. S. 952) abgebildeten Sperrräder d_1

Digitized by Google

und e_1, welche von den Sperrklinken wx und yz ergriffen und dadurch an der von den gedachten Gewichten erſtrebten Umdrehung verhindert werden. Zur Auslöſung dieſer Sperrklinken dient der aus Band II, §. 428 bekannte, im Weſentlichen aus einer Druckpumpe beſtehende Katarakt Y, Fig. 782. Der um o drehbare, mit der Pumpe h des Katarakts verbundene und durch das Gewicht g belaſtete Hebel aog wird rechts mittels der Schweren-

Direct wirkende Dampfkunſt.

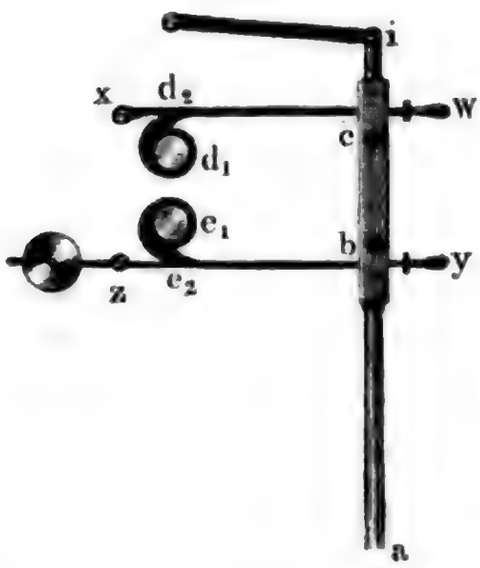
Fig. 785.



Direct-wirkende Dampfkunst.

stange f vom Gegengewichtsbalancier EFG beim Aufgang des Schachtgestänges aufwärts-, dagegen am Ende des Gestängaufganges vom Gewichte g niedergedrückt, und die an ihm angeschlossene Stange ac wird hierbei erst abwärts gezogen und dann wieder aufwärts geschoben, wobei mittels der an dieser Stange sitzenden Bolzen b und c, Fig. 786, die eine oder die andere der Sperrklinken yz und xw aus den Sperrädern e_1 und d_1 sich auslöst. Das Steuerungsspiel geht nun mit Hülfe des Katarakts auf folgende Weise vor sich. Der Dampfkolben und also auch das Schachtgestänge stehen unten, und beide Dampfventile seien geschlossen. Das nun niedersinkende Gewicht g des Katgrakts schiebt die Stange ac aufwärts, löst am Ende die Sperrklinke xw aus dem Sperrrade d_1 aus, und das an der Steuerwelle d hängende Gewicht p dreht diese Welle von links nach rechts und diese eröffnet nun mittels ihres Armes dk u. s. w. das Admissionsventil U. Nachdem der nun aufsteigende Dampfkolben ein Drittel oder einen anderen Theil seines Weges zurückgelegt hat, wird der Steuerhebel s von der Knagge S ergriffen und emporgehoben, wobei sich natürlich das Admissionsventil U wieder verschließt und die Sperrklinke wx sich wieder in das Sperrrad d_1 einlegt. Während des übrigen Kolbenganges wirkt der Dampf nur noch durch Expansion und es hebt der Gegengewichtsbalancier den rechten Arm og des Hebels ag, und folglich auch das Gewicht g und den Plunger h empor, wobei natürlich die Stange ac abwärtsgezogen wird. Am Ende des Kolbenaufganges rückt der Bolzen b die Klinke yz aus dem Sperrrade e_1 aus, es wird nun die Welle e frei und von dem an ihr hängenden Gewichte r von rechts nach links gedreht, sowie das an den Arm el dieser Welle angeschlossene Emissionsventil V geöffnet. In Folge dessen geht nun der Dampfkolben sammt dem Gestänge und der Steuerstange LK wieder nieder, und wenn endlich der Steuerhebel t von der Knagge T ergriffen und niedergedrückt, sowie das Ventil V wieder geschlossen und die Sperrklinke yz wieder in das Sperrrad e_1 eingerückt ist, hat die Maschine ein Spiel vollendet. Die nun eintretende Pause hängt natürlich davon ab, wieviel Zeit der Plunger h zum Niedergange nöthig hat, und diese Zeit ist natürlich wieder von der durch einen Hahn zu stellenden Ausmündung des Plungercylinders abhängig. Vergl. Band II, §. 428.

Fig. 786.



Digitized by Google

Der Durchmeſſer des Dampfcylinders mißt 1,88 Meter und der Durchmeſſer der an dem Geſtänge angeſchloſſenen Pumpenkolben 0,50 Meter; der Kolben- und Geſtänghub mißt 3 Meter und die Anzahl der Spiele der Maſchine pr. Minute iſt 6 bis 8. Directwirkende Dampfkunſt.

§. 385. Nicht immer heben oder drücken die Pumpenwerke das Waſſer unmittelbar auf eine größere Höhe, ſondern ſie dienen nur dazu, daſſelbe in einen beſonderen Raum zu drücken, welcher mit einem unter höheren Drucke erfüllten Fluidum, z. B. Luft, Dampf oder anderem Waſſer, erfüllt iſt. Dieſer Fall kommt nicht allein bei den Speiſepumpen der Dampfkeſſel (ſ. §. 380), ſondern auch faſt bei allen Waſſerwerken zur Verſorgung großer Städte mit Waſſer vor. Damit die ungleichförmige Bewegung des von den Pumpen zugeförderten Waſſers nicht auf die Waſſermaſſe in den meiſt ſehr langen Leitungsröhren übergehe, wodurch nicht allein die Wirkſamkeit der ganzen Maſchine ſehr beeinträchtigt, ſondern auch die Feſtigkeit dieſer Röhren übermäßig in Anſpruch genommen werden würde, iſt es nöthig, das zugepumpte Waſſer zunächſt in einem nahe bei dem Pumpenwerk ſtehenden Reſervoir aufzufangen, und von hier aus mittels Leitungsröhren nach den verſchiedenen Punkten des Bedarfs fortzuführen. Um das Waſſer auch in die höheren Stockwerke der Wohngebäude leiten zu können, iſt einem ſolchen Waſſerreſervoir eine größere Höhe und folglich eine thurm- oder ſäulenförmige Geſtalt zu geben. In neuerer Zeit ſetzt man ſolche Waſſerthürme (fr. châteaux d'eau, engl. watertowers) aus Eiſenplatten oder Eiſenblech zuſammen, und bilden ſie dann ſogenannte Standröhren (fr. tuyaux verticaux, engl. stand-pipes) von 4 bis 5 Fuß Weite und von nicht ſelten ein- bis zweihundert Fuß Höhe. Zuweilen wendet man auch zwei nebeneinanderſtehende Standröhren an, in welchem Falle das zugepumpte Waſſer in der einen Röhre emporſteigt, dann oben durch ein Seitenrohr in die andere Standröhre tritt und hier wieder niederſinkt, ehe es in die Hauptleitungsröhre gelangt. Städtiſche Waſſerhebungsdampfmaſchine.

In neueren Zeiten, namentlich in Frankreich, bedient man ſich auch ſtatt der hohen Standröhren großer ſäulenförmiger Windkeſſel (ſ. Bd. II, §. 298), und verſieht dieſelben mit einer kleinen Luftpumpe, welche die durch die Wandfugen durchdringende und mit dem Waſſer fortgeführte Luft durch Zudrücken anderer Luft wieder erſetzen.

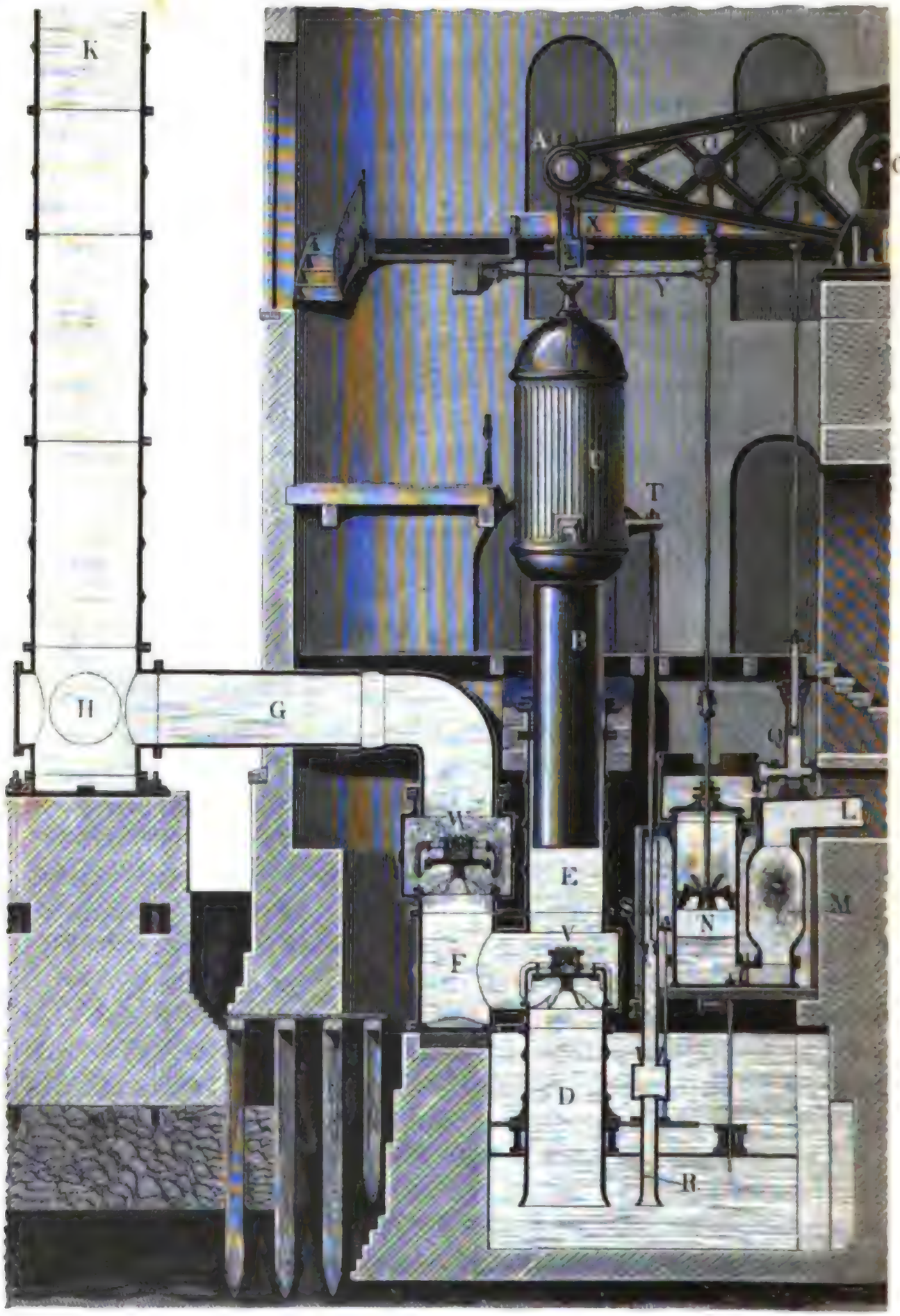
Die Einrichtung des Pumpenmechanismus einer Waſſerhebungsdampfmaſchine für eine ſtädtiſche Waſſerverſorgung läßt ſich aus der Abbildung in Fig. 787 (a. f. S.) erſehen, welche den vertikalen Durchſchnitt von einem Theile der Cornwaller Waſſerhebungsmaſchine von East London Waterworks, Old-Ford vorſtellt. (S. The Cornisch and Boulton and Watt Engines erected of the East London Waterworks,

Digitized by Google

Städtische Wasserhebungsdampfmaschine.

Old-Ford, by Th. Wicksteed, London, 1842). Es ist *CA* die linke

Fig. 787.



Digitized by Google

Hälfte des Balanciers, welcher von einer an der rechten Hälfte mittels eines Watt'ſchen Parallelogramms angreifenden einfachwirkenden Cornwaller Dampfmaſchine in ſchwingende Bewegung verſetzt wird, ferner iſt *B* der Pumpenplunger mit dem Gehäuſe *U* zur Aufnahme der Regulirungs-Gewichte. Ferner ſieht man in *E* den Pumpenkörper, in *HK* einen Theil des Standrohres, in *F* und *G* Communicationsröhren zwiſchen dem Pumpenkörper und dem Standrohr, und in *V* das Saug-, ſowie in *W* das Steigventil. Uebrigens iſt der Plunger im Niedergange begriffen und deshalb *V* verſchloſſen, dagegen *W* geöffnet dargeſtellt. An dem Balancier hängt noch die Kolbenſtange *ON* der Luftpumpe *N*, ſowie die Kolbenſtange *PQ* der Speiſepumpe *Q*. Die Kolbenſtange *ST* der Kaltwaſſerpumpe *RS*, welche wie die Hauptpumpe, das Waſſer aus einem gemauerten Baſſin nimmt, iſt dagegen an den Plunger *B* befeſtigt, und hat folglich mit dieſem einen und denſelben Hub. Endlich ſieht man in *L* das Austragerohr des Dampfes und in *M* den Condenſator, in welchem der durch *L* zugeführte Dampf condenſirt wird.

Städtiſche Waſſerhebungs-Dampfmaſchine.

Der Durchmeſſer des Dampfkolbens mißt $80^1/_4$ Zoll engl., der des Pumpenkolbens 41 Zoll, ferner der der Pumpenröhren 43 Zoll, und der des 124 Fuß hohen Standrohres 50 Zoll. Ferner iſt der Hub des Dampfkolbens 124 Zoll und der des Pumpenkolbens *B* nun 114 Zoll. Der Hochdruckdampf, mit welchem dieſe Maſchine arbeitet, wird in vier cylindriſchen Keſſeln erzeugt, wovon jeder 3192 Quadratfuß Heizfläche hat und ſtündlich 46,9 Cubikfuß Waſſer in Dampf verwandelt.

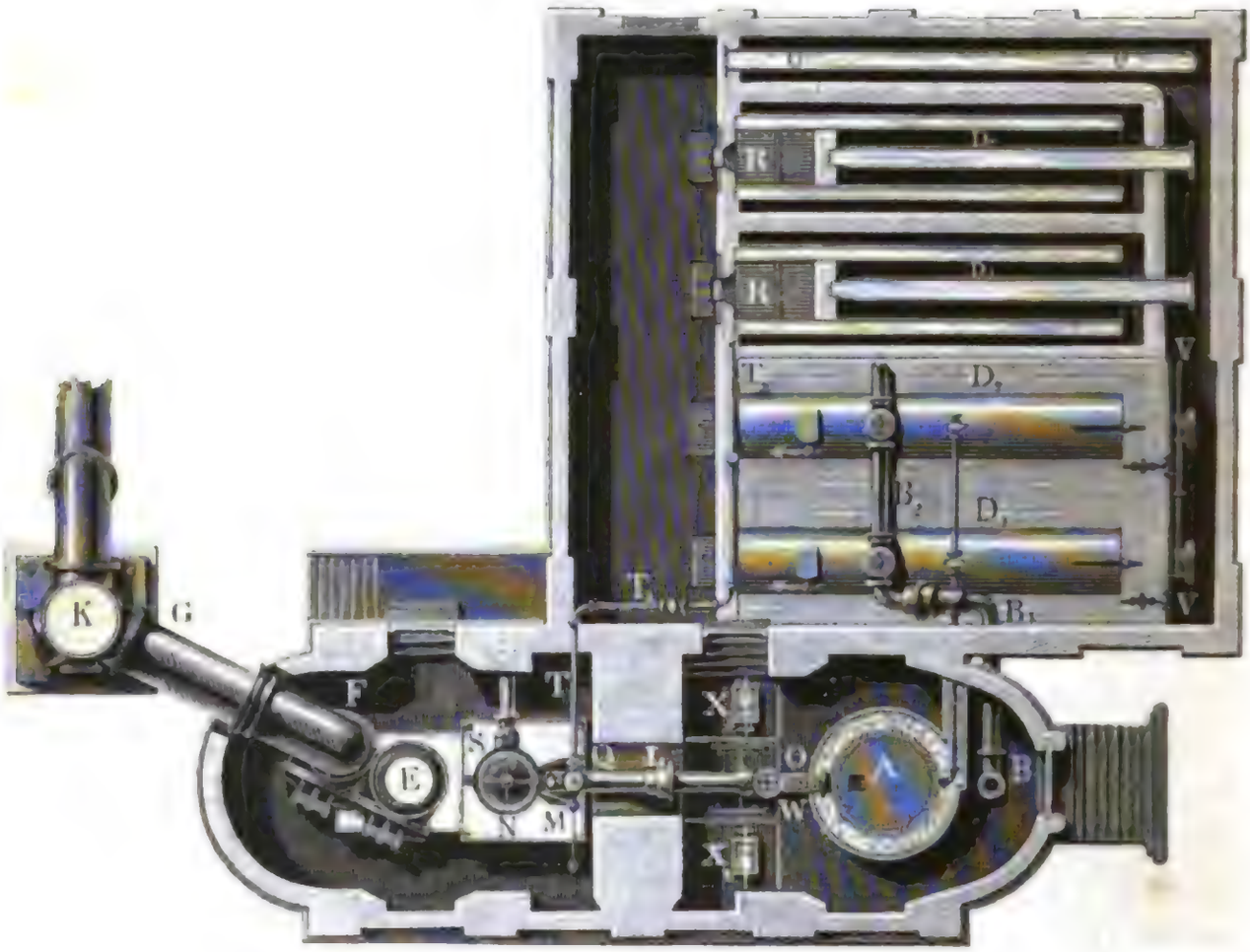
Noch iſt in Fig. 788 (a. f. S.) der Grundriß der ganzen Maſchinenanlage ſammt Dampfkeſſel und Keſſelhaus, jedoch ohne Balancier und Steuerung, vor Augen geführt. Es ſtellt hier wie in der vorigen Abbildung, *E* den Pumpencylinder, *FG* das Communicationsrohr, *K* das Standrohr, ferner *L* das Austragerohr, *M* den Condenſator, *N* die Luftpumpe, *Q* die Speiſepumpe und *S* die Kaltwaſſerpumpe dar. Von den vier Dampfkeſſeln D_1, D_2, D_3, D_4 ſind die letzteren zwei im Durchſchnitt gezeichnet. Der Feuerheerd *R* befindet ſich im Innern derſelben, und die Circulation der warmen Luft iſt dieſelbe wie bei dem in Fig. 606, Bd. II, abgebildeten Dampfkeſſel, nur iſt hier die Feuerung eine einfache und außerdem noch eine Siederöhre angebracht. Der Dampfcylinder *A* iſt mit einem Holzmantel umgeben, und der Zwiſchenraum zwiſchen dieſem und dem Cylinder mit Aſche ausgefüllt. Das Dampfrohr BB_1B_2, durch welches der Dampf dem Cylinder zugeführt wird, verbindet die Dampfräume ſämmtlicher vier Keſſel mit einander. Die Speiſepumpe *Q* drückt das Waſſer mittels der Speiſeröhre TT_1T_2 in den Vorwärmer *UU*, von welchem aus es mittels der Röhre *VV* in die Keſſel geführt wird. Noch

Digitized by Google

Städtiſche Waſſerhebungs-Dampfmaſchine.

ſieht man in O das Gleichgewichts-, in W das Emiſſionsventil, in X_1, X_2 die beiden Katarakte u. ſ. w.

Fig. 788.



Accumulator.

§. 386. Der Zweck der Waſſerthürme oder Standröhren, bei unregelmäßigem Abfluß des zugeförderten Waſſers einen möglichſt conſtanten Waſſerdruck zu erhalten, läſſt ſich wegen der großen Ausdehnſamkeit der Luft, durch Windkeſſel nur unvollkommen, deſto einfacher aber dadurch erreichen, daß man dieſen Waſſerdruck, welchen die Waſſerſäule in einem ſolchen Standrohre erzeugt, durch den Druck eines belaſteten Kolbens erſetzt. Die Wirkung iſt natürlich ganz dieſelbe, ob das Waſſer in einem Reſervoir von einer Waſſerſäule gedrückt wird, deren Höhe $= h$ und Querſchnitt $= F$ iſt, oder ob es die Kraft $P = Fh\gamma$ eines Kolbens vom Querſchnitte F aufnimmt. Wird in einer gewiſſen Zeit dem Hauptreſervoir das Waſſerquantum V mehr oder weniger hinzugedrückt als abgeführt, ſo ſteigt oder fällt in dem einen Falle die Waſſerſäule und im anderen der belaſtete Kolben um die Höhe $s = \frac{V}{F}$; es verändert ſich auch der Druck des Waſſers auf die Fläche F in beiden Fällen um die Größe

$$\triangle P = \pm Fs\gamma = \pm V\gamma,$$

Digitized by Google

und daher der auf die Flächeneinheit um:

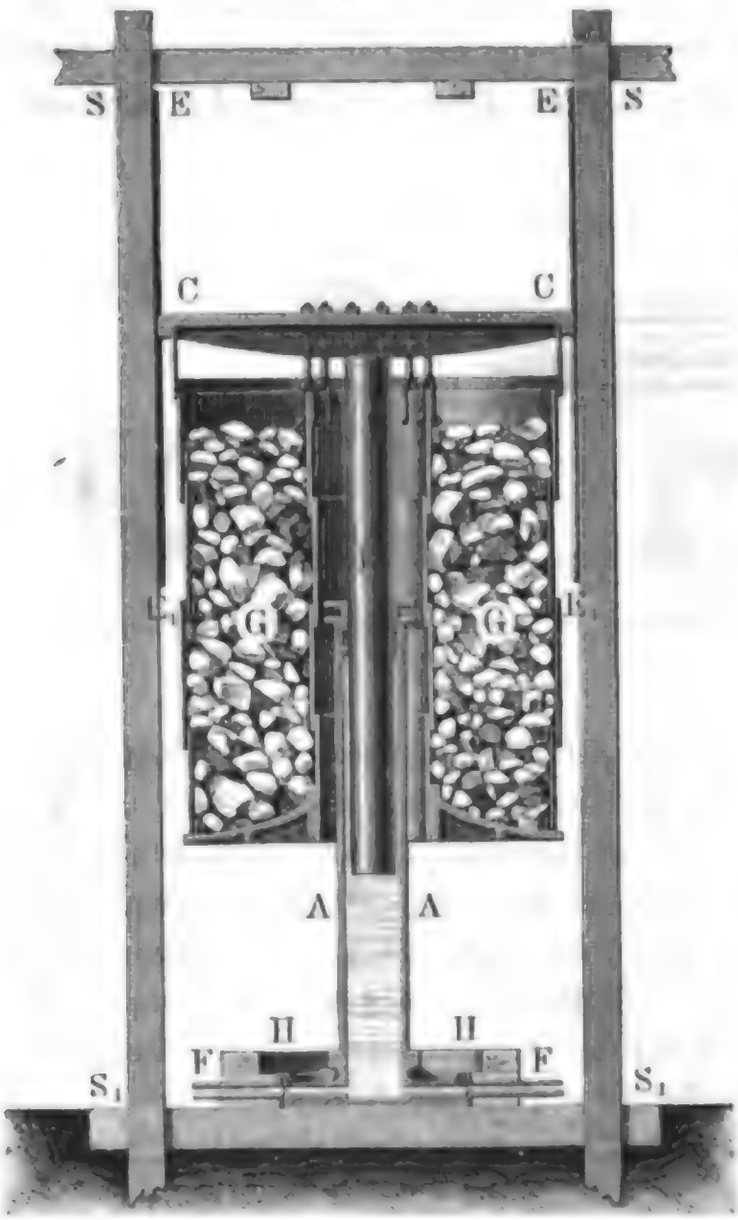
Accumulator.

$$\triangle p = \frac{\triangle P}{F} = \pm \frac{V\gamma}{F}.$$

Um dieſe Veränderlichkeit ſo klein wie möglich zu erhalten, iſt es nöthig, den Querſchnitt F der Waſſerſäule oder des Preßkolbens möglichſt groß zu machen.

Der engliſche Ingenieur Armſtrong hat ſolche Regulatoren, welche in der Hauptſache aus mit Gewichten ſtark belaſteten Kolben beſtehen, mehrfach bei ſeinen Waſſerſäulenkrahnen, Aufzügen u. ſ. w. (ſ. §. 221 und §. 229) angewendet und dieſelben Accumulatoren genannt. Die Conſtruction und die Haupttheile eines ſolchen Accumulators ſind aus der Abbildung in Fig. 789 zu erſehen. Es iſt AA ein 20 bis 40 Fuß langer und $1\frac{1}{2}$ bis 2 Fuß weiter aufrechtſtehender Cylinder, in welchem am Fuße zwei Seitenröhren F und F einmünden, wovon die eine dazu dient, das Waſſer von dem Dampfpumpenwerk dem Accumulator zuzuführen, und die andere, denſelben mit der nach den entfernt liegenden einzelnen Waſſerſäulenmaſchinen führenden Waſſerleitung in Communication zu ſetzen. Dieſer Druckcylinder wird oben mittels eines durch eine Stopfbüchſe hindurchgehenden Taucherkolbens B abgeſchloſſen, und letzterer trägt einen großen Kaſten GG mit Gewichten, welcher den Kolben mit einer Kraft von circa 600 Pfund pr. Quadratzoll auf das Waſſer aufdrückt, ſo daß dadurch der Druck einer Waſſerſäule von circa

Fig. 789.

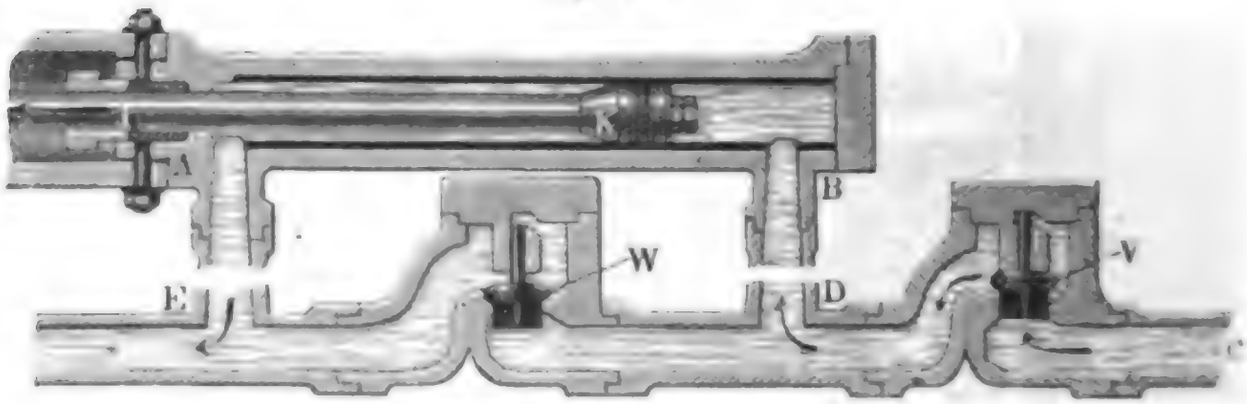


Digitized by Google

Accumulator. $^{600}/_{12} = 50$ Atmoſphären $= 50 . 30 = 1500$ Fuß Höhe erſetzt wird. Der aus Eiſenblech zuſammengenietete und mit Roheiſenſtücken, Geſteinsſtücken u. ſ. w. angefüllte Gewichtskaſten GG hängt an dem Querhaupte CC des Taucherkolbens, und dieſes iſt in einer an den Säulen SS_1 SS_1 befeſtigten Schienenleitung EE_1 EE_1 beweglich. Bei dem tiefſten Stande des Kolbens ſetzt ſich der Boden des Gewichtskaſtens auf einen ſtarken Holzring HH auf, und bei dem höchſten Stande des Kolbens verſchließt derſelbe mittels eines Hebels u. ſ. w. das Dampfventil der Dampfmaſchine des Druckwerks, ſo daß dieſelbe zum Stillſtande kommt. Wenn aber wieder eine größere Menge Waſſer aus dem Accumulator abgeführt iſt, ſo öffnet ſich mit dem nun ſinkenden Kolben A auch wieder das Dampfventil und es wird von Neuem Waſſer in den Accumulator eingeführt.

Die Einrichtung der doppeltwirkenden Dampfpumpe, welche das Waſſer in den Accumulator drückt, iſt aus dem Längendurchſchnitt derſelben in Fig. 790 zu erſehen. Der liegende Pumpencylinder AB ſteht mit der

Fig. 790.



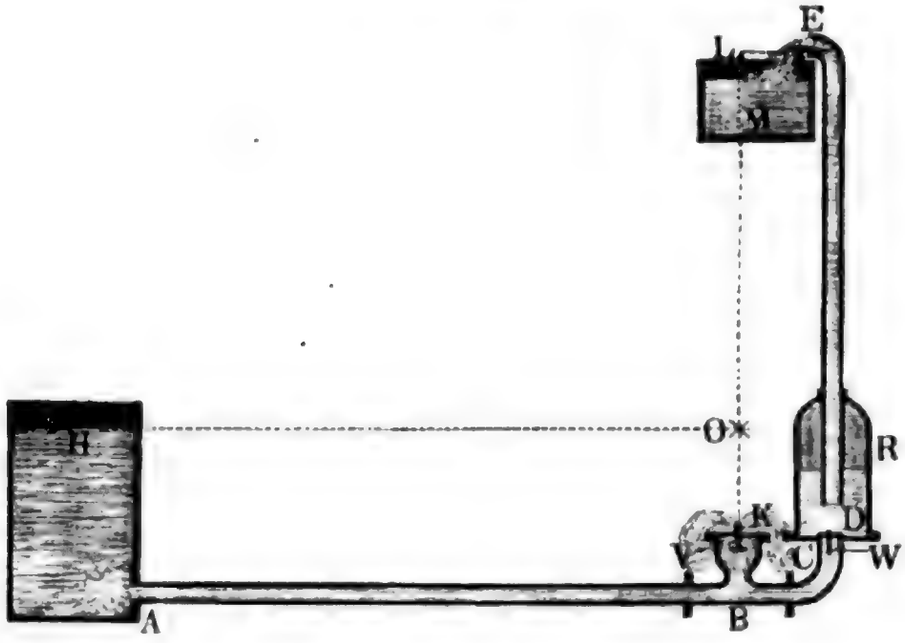
Röhre DE, in welcher das Waſſer angeſaugt und fortgedrückt wird und welche die Ventile V und W enthält, durch die Kanäle AD und BE in Verbindung, und es bewegt ſich in demſelben ein Kolben K, deſſen Kolbenſtange KL einen Querſchnitt hat, welcher die Hälfte des Kolbenquerſchnittes iſt. Bei dieſer Einrichtung wird, wie auch aus §. 358 bekannt iſt, beim Hingange des Kolbens ebenſoviel Waſſer durch das Rohr E fortgedrückt als beim Rückgange deſſelben. Durch die Accumulatoren iſt der Anwendung der Waſſerſäulenmaſchinen zum Betrieb von Aufzügen, Krahnen, zur Bewegung der Drehſcheiben und Schiebebühnen, zum Oeffnen und Schließen der Schleußenthore u. ſ. w. ein großer Vorſchub geleiſtet worden. Es ſind jetzt in England mehr als 1200 Waſſerſäulen-Krahne, Aufzüge u. ſ. w. mit 125 Dampfmaſchinen und einem Arbeitsvermögen von 3000 Pferdekräften im Gange. Da ſich das Waſſer überall leicht hinführen und anſammeln läßt und die Waſſerkraft in jedem Augenblick disponibel iſt, ſo haben aber

auch dieſe Waſſerdruckmaſchinen vor den durch die Dampfkraft in Bewegung geſetzten Arbeitsmaſchinen große Vorzüge.

§. 387. Wenn es darauf ankommt, kleinere Waſſermengen auf eine mäßige Höhe zu heben, ſo iſt hierzu der ſogenannte hydrauliſche Widder oder Stoßheber (fr. bélier hydraulique, engl. hydraulic ram) ein einfaches und vorzügliches Hülfsmittel. Dieſe 1796 von Montgolfier erfundene Maſchine unterſcheidet ſich von den gewöhnlichen Waſſerhebungsmaſchinen dadurch, daß ſie ohne Rad- und ohne Kolbenmechanismus in Bewegung erhalten wird, und einen Theil des Aufſchlagwaſſers unmittelbar auf eine größere Höhe empordrückt. Die weſentliche Einrichtung eines hydrauliſchen Widders iſt folgende. Der Behälter HA, Fig. 791, in welchem das Aufſchlag- und Hubwaſſer angeſammelt wird, ſteht durch eine Leitungsröhre ABC mit dem Windkeſſel R in Verbindung, und in letzteren mündet eine Steigröhre DE ein, deren Mündung E über dem zur Aufnahme des Hubwaſſers dienenden Behälter LM ſteht. Ferner iſt die Einmündung C der Leitungsröhre in den Windkeſſel durch ein ſich nach oben öffnendes Ventil W, das ſogenannte Steigventil, dagegen die kurze Seitenröhre BK mit einem ſich nach unten öffnenden Ventil, dem ſogenannten Sperrventil V, verſehen.

Hydrauliſche Widder.

Fig. 791.



Um die Wirkungsweiſe dieſer Waſſerhebungsmaſchine zu erklären, ſetzen wir voraus, daß gleich anfangs die beiden Ventile V und W verſchloſſen, und die beiden Röhren ABC und DE gänzlich mit Waſſer, ſowie der Windkeſſel R theils mit Waſſer, theils mit Luft angefüllt iſt. Eröffnen wir nun durch Niederdrücken des Ventiles V die Mündung K,

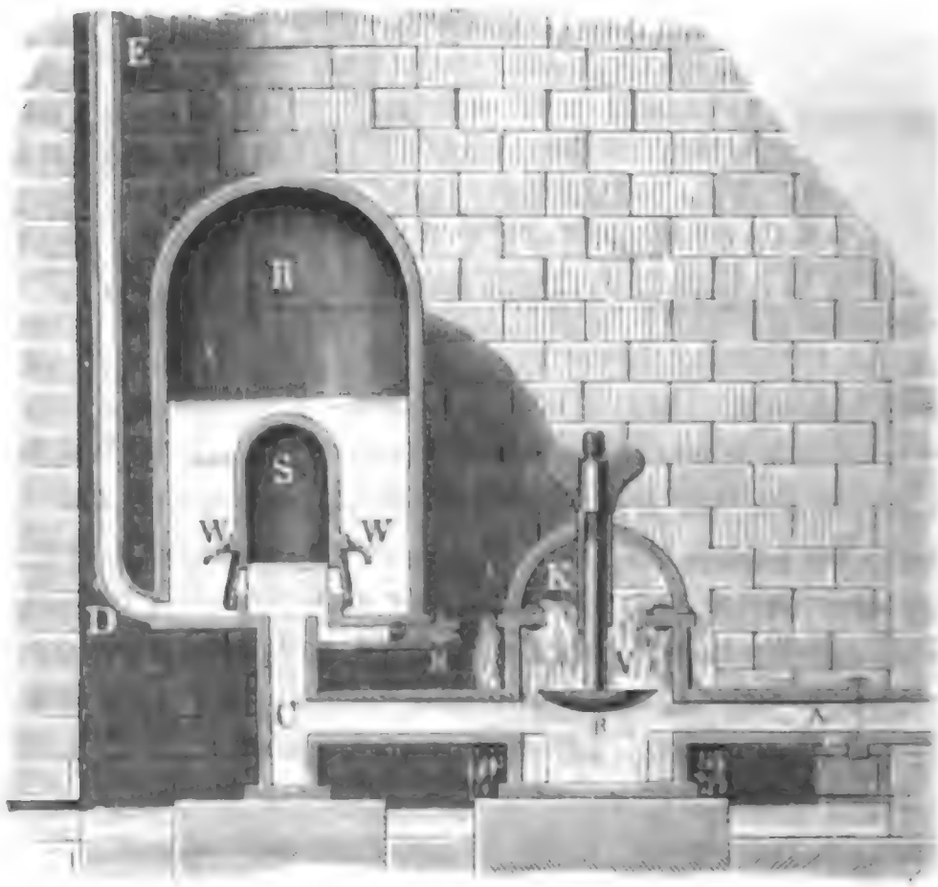
Digitized by Google

Hydrauliſche Widder.

ſo erfolgt der Ausfluß des Waſſers durch K, ſowie das Nachfließen deſſelben aus dem Behälter AH in der Röhre AB. Jedenfalls iſt aber hierbei der Druck des Waſſers auf das Sperrventil V von unten größer als der hydrauliſche Druck deſſelben von oben, es ſchließt ſich daher kurz darauf dieſes Ventil in Folge dieſes Ueberdruckes von unten nach oben. Die durch Abſchluß dieſes Ventiles bewirkte Störung in der Bewegung der Waſſermaſſe AB hat zur Folge, daß die letztere das Steigventil W aufſtößt und nun ein Theil derſelben in den Windkeſſel R ſtrömt, womit natürlich ein Zuſammendrücken der Luft in R und ein Ausgießen durch die Ausmündung E der Steigröhre DE verbunden iſt. Nachdem nun auf dieſe Weiſe das Waſſer in AB zur Ruhe gekommen iſt, ſo nimmt daſſelbe, in Folge des größeren Druckes, auf der Seite des Windkeſſels allmälig die umgekehrte Bewegung, in der Richtung von B nach A an, und da ſich hierbei ſehr bald das Steigventil W ſchließt, ſo hört dann auch das Nachfließen des Waſſers aus D auf; es gewinnt nun die Atmoſphäre das Uebergewicht über dem Druck des Waſſers in B und ſtößt das Sperrventil wieder nieder, ſo daß nun ohne fremde Hülfe ein neues Spiel beginnen kann.

Der in Fig. 792 abgebildete hydrauliſche Widder, welcher zu Saint-

Fig. 792.



Cloud bei Paris arbeitet und von Montgolfier ſelbſt hergeſtellt worden iſt, weicht von der angegebenen Einrichtung vorzüglich durch die Anwendung von zwei Windkeſſeln ab. Es iſt hier AB das Ende der Leitungs-

Digitized by Google

röhre, V das Sperrventil, R der Windkeſſel mit der Steigröhre DE; außerdem iſt aber noch ein Windkeſſel S angebracht, welcher einerſeits durch das Rohr C mit der Ventilkammer BK und auf der anderen Seite durch die Steigventile W, W mit dem äußeren Windkeſſel R communicirt. Der Nutzen des inneren Windkeſſels iſt leicht zu ermeſſen; die in demſelben eingeſchloſſene Luft ſchwächt die nachtheiligen Wirkungen des mit dem plötzlichen Auf- und Abſchließen des Sperrventiles verbundenen Stoßes, wodurch nicht allein die Maſchine ſelbſt mehr geſchont, ſondern auch die Wirkſamkeit derſelben erhöht wird. Hydraulischer Widder

Um die Luft wieder zu erſetzen, welche ſich unter dem höhern Drucke im Windkeſſel R nach und nach mit dem Waſſer mechaniſch verbindet und durch die Steigröhre abgeführt wird, bringt man am Boden des Windkeſſels R noch ein Mundſtück H an, welches mit einem ſich nach innen öffnenden Ventile verſehen iſt. Dieſes Ventil öffnet ſich bei der rückgängigen Bewegung des Waſſers in der Leitungsröhre, ſowie der Druck deſſelben unter den Atmoſphärendruck ſinkt, und es dringt auf dieſe Weiſe bei jedem Spiele eine kleine Luftmenge in die Windkeſſel S und R, welche die durch die Steigröhre abgeführte Luftmenge erſetzt, ſo daß beide Windkeſſel immer die gehörige Luftmenge behalten.

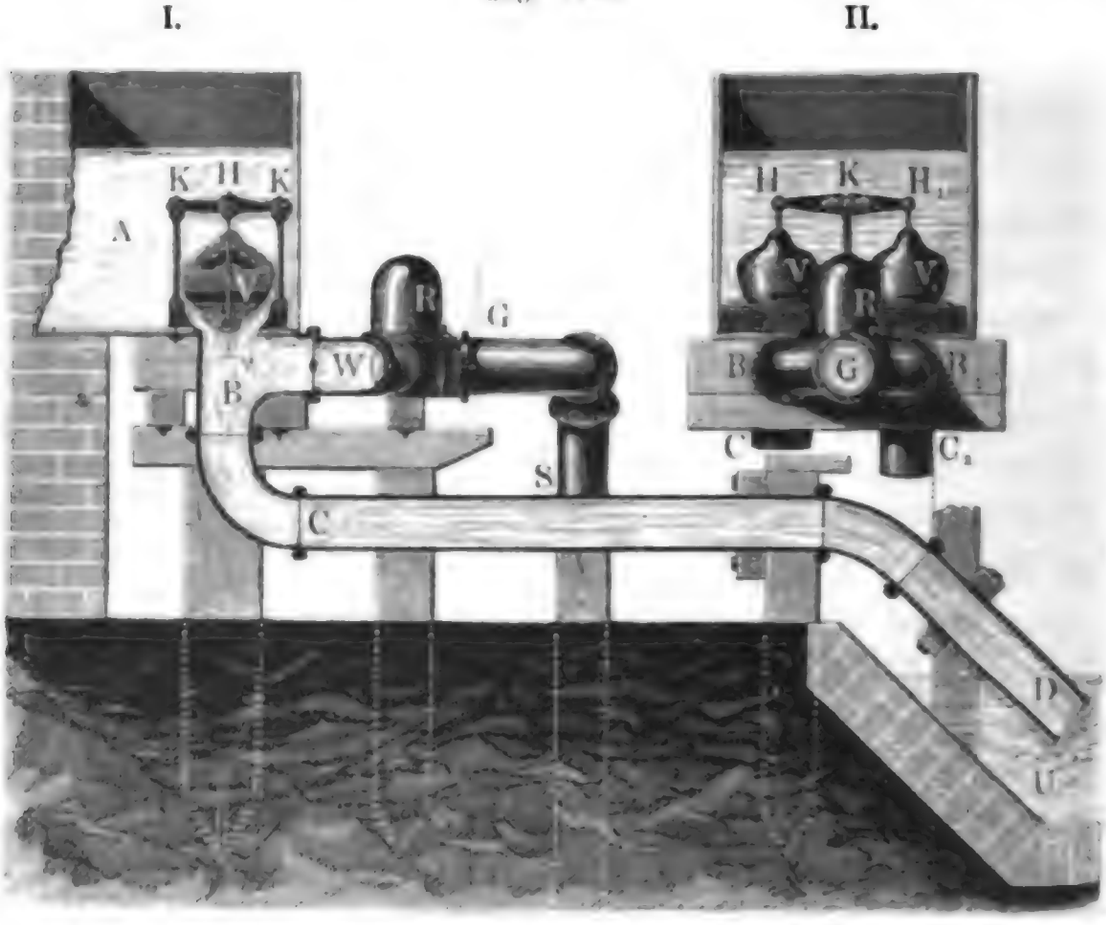
§. 388. Man kann auch den hydrauliſchen Widder ſo einrichten, daß er das Waſſer mittels Saugen emporhebt. Einen ſolchen ſaugenden hydrauliſchen Widder hat ſchon Boulton ausgeführt (ſ. Journal des mines, Bd. II.), auch Hachette behandelt in ſeinem Traité élémentaire des Machines dieſe Maſchine unter dem Namen bélier aspirateur. In der neueren Zeit iſt von dem belgiſchen Ingenieur Leblanc ein doppeltwirkender ſaugender Stoßheber zur Waſſerhaltung beim Schleußen-, Quai- und Brückenbau conſtruirt und in Anwendung gebracht worden. Derſelbe iſt in den Annales des ponts et chaussées, 3. sér. 7. année, 1858, ſowie auch im 5. Band des Civilingenieur beſchrieben, und hier in Fig. 793 (a. f. S.) abgebildet. Es iſt A der Speiſebehälter, BCD die in denſelben einmündende Leitungsröhre, ferner SG der obere Theil der Saugröhre, R ein Windkeſſel und BR das vom letzteren nach der Leitungsröhre führende Communicationsrohr. Das Sperrventil des gewöhnlichen Stoßhebers iſt hier durch das Eintrittsventil V, ſowie das Steigventil des erſteren durch das Saugventil W erſetzt. Iſt V eröffnet, ſo fließt das Waſſer aus A in die Leitungsröhre, und in derſelben weiter bis in den Sumpf U. Nachdem hierbei die Geſchwindigkeit des Waſſers in BCD eine gewiſſe Größe erreicht hat, ſo wird V von dem darüber ſtehenden Waſſer niedergedrückt, und da nun aus A kein Waſſer mehr nachfließen kann, ſo ſinkt der Druck des Waſſers bei B unter den Atmoſphärendruck herab und es eröffnet Saugende Stoßheber

Digitized by Google

Saugende Stoßheber.

ſich nun in Folge des Ueberdrucks von der Seite des allerdings nur mit verdünnter Luft angefüllten Windkeſſels, das Saugventil W. In Folge deſſen ſetzt nun der atmoſphäriſche Ueberdruck in der Röhre SG das Waſſer

Fig. 793.



in aufſteigende Bewegung, wobei es auf dem Wege RWB in die Leitungsröhre und von da weiter bis zum Abfluß bei U gelangt. Dieſe Bewegung dauert jedoch nur eine kurze Zeit, denn ſobald die lebendige Kraft des Waſſers in der Leitungsröhre aufgezehrt iſt, gewinnt der Druck des Waſſers in der Röhre BC wieder das Uebergewicht über dem Druck in RW, da der Waſſerſpiegel U höher ſteht als der des Unterwaſſers, unter welchem die Saugröhre S einmündet. Es verſchließt ſich in Folge deſſen wieder das Ventil W, und da nun hierauf das Waſſer in der Leitungsröhre zur Ruhe gelangt, ſo öffnet ſich das Ventil V und es beginnt nun ein neues Spiel. Wir haben bei dieſer Beſchreibung nur eine Leitungsröhre, ein Eintrittsventil u. ſ. w. vorausgeſetzt. Bei dem doppeltwirkenden Stoßheber von Leblanc ſind aber, mit Ausnahme der Saugröhre und des Windkeſſels, alle Theile doppelt; es münden alſo auch zwei, mit je einem Eintrittsventile verſehene Leitungsröhren in das Speiſereſervoir, und es ſteht auch der Windkeſſel durch je eine Seitenröhre mit je einer Leitungsröhre in Verbindung. Um die harten Stöße zu vermeiden, ſind ſowohl die Ventile V, V_1 (II) als auch die Ventilſitze aus zuſammengepreßten Lederſcheiben gebildet, auch beſtehen die Saugventile in aufgehangenen Leder-

Digitized by Google

klappen. Uebrigens hängen beide Ventile mittels ihrer Stiele an einem um die horizontale Axe KK drehbaren gleicharmigen Hebel HKH_1; deshalb iſt daher auch mit dem Schließen des einen Ventiles das Eröffnen des anderen verbunden, und es werden ebenſo die beiden Saugventile W und W_1 abwechſelnd eröffnet und geſchloſſen. Saugende Stoßheber

Bei dem beſchriebenen ſaugenden Doppelſtoßheber iſt die Weite ſämmtlicher Röhren und Mündungen 0,2 Meter, ferner die Länge der Leitungsröhre 3,29 Meter, das Gefälle 1,7 Meter und die Förderhöhe 2,25 Meter. Ueber die Wirkung deſſelben ſind genaue Angaben nicht bekannt, nur wird angegeben, daß dieſer Heber ebenſoviel leiſtet als ſechs hölzerne Pumpen, von denen jede täglich $3 \cdot 4 = 12$ Arbeiter zur Bedienung erfordert.

§. 389. Ueber die Leiſtungsfähigkeit des gewöhnlichen Stoßhebers ſind von Eytelwein ſehr ausführliche Verſuche, und zwar an zwei Modellen angeſtellt worden. Die Ergebniſſe derſelben enthält die Schrift: Bemerkungen über die Wirkung und vortheilhafte Anwendung des Stoßhebers von J. A. Eytelwein, Berlin 1805. Das größere der Verſuchsmodelle hatte eine horizontale Leitungsröhre von $2^1/_6$ Zoll, eine Steigröhre von 1 Zoll Weite und einen aus Kupfer getriebenen Windkeſſel von 9 Zoll Weite und 12 Zoll Höhe. Sowohl die Röhrenlängen als auch die Gefälle und die Förderhöhe wurden innerhalb weiter Grenzen mehrfach abgeändert. Die kleinſte Länge der Leitungröhre war $11^1/_2$ Fuß, die größte $42^1/_2$ Fuß, die Länge der Steigröhre betrug 31,6 bis 49,4 Fuß, ferner betrug das Gefälle oder die Druckhöhe, 1 bis 10 Fuß, und die Förderhöhe 15 bis 47 Fuß. Uebrigens kamen bei den Verſuchen an dem größeren Stoßheber fünf verſchiedene tellerförmige Sperrventile vor, und von denſelben hatte nur das eine eine Durchflußöffnung, deren Querſchnitt von 3,496 Quadratzoll nahe gleich dem Querſchnitt von 3,690 Quadratzoll der Leitungsröhre war. Das Steigventil war aus Meſſing, und beſtand entweder in einer hängenden Klappe, oder in einem horizontal ausſchiebenden Tellerventil. Die Anzahl der Spiele oder Schläge pr. Minute betrug 10 bis 180, das Aufſchlagwaſſerquantum in eben dieſer Zeit $^1/_7$ bis $5^1/_2$ Cubikfuß, und die gehobene Waſſermenge $^1/_{42}$ bis 1 Cubikfuß. Leiſtung der Stoßheber

Bezeichnet Q das durch das Sperrventil abgefloſſene Waſſerquantum, und Q_1 die durch die Steigröhe emporgeförderte Waſſermenge, ferner h das Gefälle OK, Fig. 794 (a. f. S.), vom Waſſerſpiegel H im Speiſereſervoir bis zur Ausmündung K des Sperrventiles gemeſſen, und h_1 die Förderhöhe OL, von eben dieſem Waſſerſpiegel bis zur Ausgußmündung E gerechnet, ſo iſt der Wirkungsgrad des Stoßhebers:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} \text{ zu ſetzen.}$$

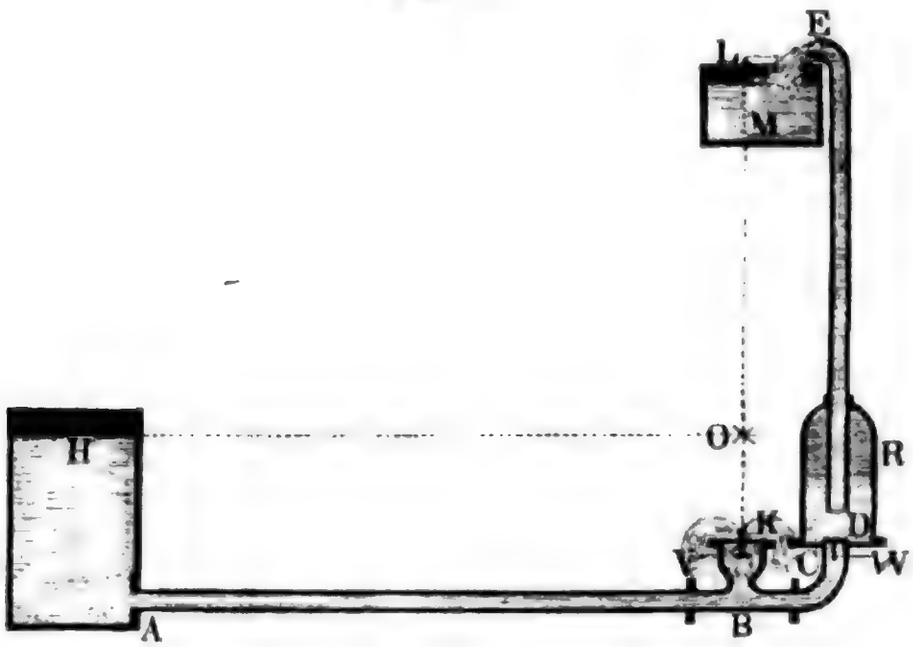
Digitized by Google

Leiſtung der Stoßheber.

Eytelwein berechnet aus ſeinen, 1123 theils mit dem großen, theils mit dem kleinen Stoßheber angeſtellten Verſuchen:

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h_1}{h}},$$

Fig. 794.



wonach ſich nun für

das Höhenverhältniß $\frac{h_1}{h} =$	1	2	3	4	5	6	8	10	12	15	20
der Wirkungsgrad $\eta =$	0,920	0,837	0,774	0,720	0,673	0,630	0,555	0,488	0,427	0,345	0,226

herausſtellt. Es nimmt alſo hiernach der Wirkungsgrad des Stoßhebers immer mehr und mehr ab, je größer bei gegebenem Gefälle h die Förderhöhe h_1 iſt, und es ſchlägt deshalb Eytelwein vor, bei größeren Förderhöhen ſtatt eines Stoßhebers mehrere Stoßheber, wovon der eine dem anderen das Waſſer zuhebt, in Anwendung zu bringen. Noch zieht Eytelwein aus den Ergebniſſen ſeiner Verſuche folgende wichtige Conſtructionsregeln.

1. Die verbrauchten Waſſermengen $(Q + Q_1)$ verhalten ſich ohngefähr wie die Quadrate der Durchmeſſer (d) der Leitungsröhren, und es iſt, wenn $60\,(Q + Q_1)$ die Waſſermenge pr. Minute in Cubikzollen bedeutet, die erforderliche Weite der Leitungsröhre:

$$d = \frac{\sqrt{60\,(Q + Q_1)}}{21}$$ 3 ll.

Digitized by Google

oder, wenn man $Q + Q_1$ in Cubikfuß giebt, Leiſtung der Stoßheber.

$$d = 2\sqrt{60\,(Q + Q_1)}.$$

2. Die Länge l der Leitungsröhre muß der Steighöhe h_1 angemeſſen ſein, und läßt ſich

$$l = h_1 + \frac{h_1}{h} \text{ Fuß ſetzen.}$$

3. Die Weite d_1 der Steigröhre iſt von untergeordnetem Einfluß auf die Wirkung der Maſchine; es genügt, wenn man $d_1 = {}^1/_2\, d$ macht.

4. Der Sperrmündung iſt derſelbe Querſchnitt zu geben, wie der Leitungsröhre, auch iſt

5. das Gewicht des Sperrventiles möglichſt klein, nur der erforderlichen Feſtigkeit entſprechend zu machen.

6. Uebrigens kann das Sperrventil unter Waſſer ſtehen, ohne daß dadurch die Leiſtung der Maſchine beeinträchtigt wird.

7. Beide Ventile müſſen möglichſt nahe an einander ſtehen.

8. Der Windkeſſel vermindert die Erſchütterungen und trägt zur Erhöhung der Leiſtung der Maſchine bei. Es iſt hinreichend, den Faſſungsraum des Windkeſſels gleich dem der Steigröhre zu machen.

Beiſpiel. Man ſoll für ein Gefälle von 6 Fuß einen Stoßheber conſtruiren, welcher pr. Minute 1 Cubikfuß Waſſer 24 Fuß hoch hebt.

Es iſt hier $h = 6$, $h_1 = 24$, $Q_1 = 1$, folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h_1}{h}} = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{4} = 0{,}72.$$

Nun folgt das erforderliche Aufſchlagquantum

$$60\,Q = 60\,\frac{Q_1 h_1}{\eta h} = \frac{1 \cdot 24}{0{,}72 \cdot 6} = 5{,}55 \text{ Cubikfuß;}$$

daher der ganze Waſſerverbrauch pr. Minute:

$$60\,(Q + Q_1) = 1 + 5{,}55 = 6{,}55 \text{ Cubikfuß,}$$

und die erforderliche Weite der Leitungsröhre, ſowie die der Ventilmündungen:

$$d = 2\sqrt{60\,(Q + Q_1)} = 2\sqrt{6{,}55} = 2 \cdot 2{,}56 = 5{,}12 \text{ Zoll,}$$

wogegen für die Steigröhre die Weite $d_1 = {}^1/_2\, d = 2{,}56$ Zoll genügt.

Die Länge der Leitungsröhre iſt

$$l = h_1 + \frac{h_1}{h} = 24 + \frac{24}{6} = 28 \text{ Fuß.}$$

Das erforderliche Volumen des Windkeſſels iſt gleich dem der Steigrohre:

$$W = \frac{\pi d_1^{\,2}}{4} \cdot h_1 = 0{,}7854 \cdot 2{,}56^2 \cdot 24 \cdot 12 = 1482 \text{ Cubikzoll.}$$

Macht man ihn cylindriſch und 12 Zoll weit, ſo muß er eine Höhe von

$$\frac{1482}{113{,}1} = 13{,}1 \text{ Zoll erhalten.}$$

§. 390. Die allgemeine Theorie des hydrauliſchen Widders iſt ziemlich complicirt und ſetzt die Anwendung ungewöhnlicher analytiſcher Hülfsmittel voraus (ſ. Naviers Résumé des Leçons sur l'application de la Theorie des Stoßhebers.

Digitized by Google

Theorie des Stoßhebers.

Mécanique, Part. II, sowie Venturoli's Elementi di Meccanica e d'Idraulica, Vol. II); da dieselbe zur Beurtheilung der Leistung dieser Maschine nicht ausreicht, sondern hierzu noch immer Erfahrungsverhältnisse nöthig sind, so wollen wir sie im Folgenden unter einer Voraussetzung entwickeln, welche nur annähernd richtig ist, jedoch der Wahrheit um so näher kommt, je größer die Wassermasse in der Leitungsröhre ist und je schneller das Ventilspiel vor sich geht, je größer also die Anzahl der Spiele des Widders in einer Minute ist.

Bezeichnet F den Querschnitt der Leitungsröhre, l die Länge derselben und h das Gefälle, so hat man die bei Eröffnung des Sperrventiles durch die Kraft $Fh\gamma$ zu bewegende träge Wassermasse: $\frac{Fl\gamma}{g}$, und es ist hiernach die Acceleration dieser Masse:

$$p = \frac{Fh\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h}{l}\, g,$$

daher die nach t Secunden in Folge dieser constanten Acceleration erlangte Geschwindigkeit derselben:

$$v = pt = \frac{h}{l}\, gt,$$

und wenn nun die Sperrmündung denselben Querschnitt F hat, wie die Leitungsröhre, so folgt das in dieser Zeit t ausgeflossene Wasserquantum:

$$V = F\,\frac{v}{2}\cdot t = \frac{Fh}{l}\,\frac{gt^2}{2} = \frac{Fl}{h}\cdot\frac{v^2}{2g}.$$

Ist nun die Wassermasse in der Steigröhre klein in Hinsicht auf die Wassermasse in der Leitungsröhre, so läßt sich bei geschlossenem Sperr- und geöffnetem Steigventil die Retardation der letzteren Masse in Folge des Gegendruckes $Fh_1\gamma$ in der Steigröhre setzen:

$$p_1 = \frac{Fh_1\gamma}{Fl\gamma}\, g = \frac{h_1}{l}\, g,$$

so daß nun für die Zeit t_1 nach Eröffnung des Steigventiles, die Geschwindigkeit der Wassermasse in der Leitungsröhre:

$$v_1 = v - p_1 t_1 = v - \frac{h_1}{l}\, gt_1 \text{ ist,}$$

und daher die Zeit t_1, in welcher die ganze Wassermasse zur Ruhe gelangt, also $v_1 =$ Null wird,

$$t_1 = \frac{l}{h_1}\cdot\frac{v}{g} = \frac{h}{h_1}\, t,$$

sowie die hierbei in den Windkessel eingeflossene Wassermenge

$$V_1 = \frac{Fl}{h_1}\cdot\frac{v^2}{2g} = \frac{Fh^2}{h_1 l}\cdot\frac{gt^2}{2} \text{ folgt.}$$

Bleibt nun beim darauf erfolgenden Zurückströmen des Wassers in der

Leitungsröhre das Steigventil noch eine kurze Zeit t_2 lang auf, so erlangt, da dann die bewegende Kraft $Fh_1\gamma$ ist, die Wassermasse $Fl\gamma$ die Geschwindigkeit: Theorie des Stoßhebers.

$$v_2 = \frac{h_1}{l}\, gt_2,$$

und es fließt hierbei das Wasserquantum

$$V_2 = \frac{Fh_1}{l} \cdot \frac{gt_2^2}{2}$$

wieder aus dem Windkessel ab.

Ist zuletzt noch das Steigventil geschlossen und das Sperrventil geöffnet, so bewegt sich die Wassermasse $Fl\gamma$ mit der Retardation

$$p_3 = \frac{h}{l}\, g,$$

und nimmt folglich nach der Zeit t_3 die Geschwindigkeit

$$v_2 = v_2 - p_3 t_3 = v_3 - \frac{h}{l}\, gt_3 \text{ an.}$$

Es ist endlich die Wassermasse $Fl\gamma$ wieder in Ruhe, also $v_3 =$ Null, und beginnt folglich ein neues Spiel nach der Zeit

$$t_3 = \frac{l}{h} \cdot \frac{v_2}{g} = \frac{h_1}{h} \cdot t_2,$$

wobei das Wasserquantum

$$V_3 = \frac{Fv_2 t_3}{2} = \frac{Fv_2}{2} \cdot \frac{h_1}{h}\, t_2 = \frac{Fh_1^2}{hl} \cdot \frac{gt_2^2}{2}$$

zurückfließt, und ein gleiches Luft- oder Wasserquantum durch die Sperrmündung einströmt.

Das Aufschlagwasserquantum, welches der Stoßheber pr. Secunde erfordert, ist

$$Q = \frac{V - V_3}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

oder annähernd, wenn man V_3, t_2 und t_3 wegen Kleinheit außer Acht läßt:

$$Q = \frac{V}{t + t_1} = \frac{V}{t\left(1 + \frac{h}{h_1}\right)} = \frac{h_1}{h + h_1} \cdot \frac{Fv}{2} = \frac{h_1}{h + h_1} \cdot \frac{h}{l} \cdot F \cdot \frac{gt}{2}.$$

Ferner das emporgedrückte Wasserquantum pr. Secunde ist

$$Q_1 = \frac{V_1 - V_2}{t + t_1 + t_2 + t_3},$$

annähernd,

$$Q_1 = \frac{V_1}{t + t_1} = \frac{h_1}{h + h_1} \cdot \frac{V_1}{t} = \frac{h}{h + h_1} \cdot \frac{Fv}{2} = \frac{h}{h + h_1} \cdot \frac{h}{l}\, F \cdot \frac{gt}{2},$$

Digitized by Google

Theorie des Stoßhebers.

und daher das Verhältniß der geförderten Waſſermenge zum Aufſchlagwaſſerquantum:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{h}{h_1}.$$

Hiermit ſtimmen auch diejenigen Eytelwein'ſchen Verſuche ziemlich überein, wobei der Wirkungsgrad groß, z. B. 0,80, gefunden worden iſt. Auch folgt das ganze verbrauchte Waſſerquantum:

$$Q + Q_1 = \left(\frac{h_1}{h+h_1} + \frac{h}{h+h_1}\right)\frac{Fv}{2} = \frac{Fv}{2};$$

wonach, wie auch Eytelwein findet, der Querſchnitt F der Leitungsröhre dem verbrauchten Waſſerquantum $Q + Q_1$ proportional ſein ſoll.

Der Wirkungsgrad des Stoßhebers iſt unter der Vorausſetzung, daß der Widder durch das Sperrventil die Waſſemenge $V_3 = \frac{Fv_2 t_3}{2}$ beim Zurückfließen einſauge:

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2)h_1}{(V - V_3)h} = \frac{\left(\frac{h^2}{h_1}t^2 - h_1 t_2^2\right)h_1}{\left(ht^2 - \frac{h_1^2 t_2^2}{h}\right)h} = \frac{h^2t^2 - h_1^2t_2^2}{h^2t^2 - h_1^2t_2^2} = 1.$$

Findet ein ſolches Einſaugen durch das Sperrventil nicht ſtatt, ſo hat man den Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{(V_1 - V_2)h_1}{Vh} = \frac{h^2t^2 - h_1^2t_2^2}{h^2t^3} = 1 - \left(\frac{h_1}{h}\right)^2\left(\frac{t_2}{t}\right)^2$$

zu ſetzen.

Es nähert ſich alſo derſelbe den Erfahrungen entſprechend, der Einheit um ſo mehr, je kleiner das Verhältniß $\left(\frac{h_1}{h}\right)$ der Steighöhe h_1 zum Gefälle h und je kürzer die Zeit t_2 iſt, während welcher das Steigventil beim Zurückfließen des Waſſers offen ſteht.

Anmerkung. Ueber die Leiſtungen $\eta = 0{,}57$ bis $0{,}67$ von fünf in Frankreich arbeitenden Stoßhebern iſt nachzuſehen: Formules, Tables etc., par Claudel, Paris 1854.

Saughebers

§. 391. Der ſogenannte Saughebers (franz. und engl. siphon) iſt im eigentlichen Sinne des Wortes keine Waſſerhebungsmaſchine, weil dadurch das Waſſer nicht höher, ſondern nur über eine Erhöhung weggefördert wird, und iſt aus dieſem Grunde nichts als eine Waſſerleitungsröhre (ſ. Bd. II, §. 145) mit einem aufwärts gerichteten Kropf. Es ſoll hier nicht von den kleinen Saughebern, welche in phyſikaliſchen und chemiſchen Laboratorien gebraucht werden, da deren Einrichtung und Wirkungsweiſe als bekannt vorausgeſetzt werden kann, die Rede ſein, ſondern es handelt ſich hier nur um die Beſchreibung und Entwickelung

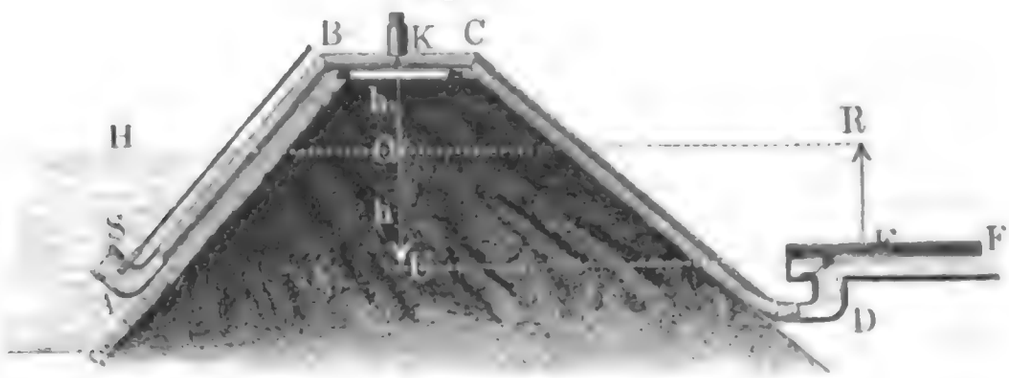
der Theorie des zur Ableitung größerer Waſſermengen dienenden Hebers bei hydrotechniſchen und maſchinellen Anlagen. Ein gemauerter kurzer Heber dieſer Art, welchen die Franzoſen épanchoir à siphon nennen, iſt bereits in Band II, §. 140, wo vom Reguliren des Waſſerſtandes in einem Canale die Rede iſt, abgehandelt worden. Auch gehören hierher jedenfalls die ſogenannten intermittirenden Quellen, wie *A B C D E*, Fig. 795. Steht das Waſſer in der Höhle *W* über dem höchſten Punkt *D* des einen Heber Saugheber

Fig. 795.

bildenden unterirdiſchen Canals *C D E*, ſo wird von demſelben die Luft aus letzterem ausgetrieben, und es erfolgt nun ein Ausfluß des Waſſers durch *E*, welcher ſo lange anhält, als der Waſſerſpiegel in *W* über der Einmündung *C* ſteht. Derſelbe wird aber nur ſo lange unterbrochen, als der Waſſerſpiegel unter dem Niveau von *D* ſteht, füllt ſich aber die Höhle *W* durch Zufließen des Waſſers mittels der Kluft *A B* wieder bis zu dieſem Niveau, ſo beginnt der Abfluß des Hebers durch *C D E* von Neuem.

Die Einrichtung eines einfachen Saughebers zum Ableiten des Waſſers aus einem Sumpfe oder Teiche führt die Abbildung Fig. 796 vor Augen.

Fig. 796.



Derſelbe beſteht in der Hauptſache aus drei gußeiſernen Röhren, aus dem ſteigenden Schenkel *A B*, aus dem horizontalen Mittelſtück *B C* und aus dem fallenden Schenkel *C D*; nächſtdem iſt aber derſelbe noch in der Einmündung *A* mit einem Regulirungsſchieber *S*, ſowie die mit dem Abzugsgerinne *E F* in Verbindung ſtehende Ausmündung *D* mit einem Klappenventil *E* verſehen, und iſt auch noch im Mittelſtück *B C* ein mit einem Stöpſel zu verſchlie-

Digitized by Google

Saugheber

ßendes kurzes Mundstück K angebracht. Um den Heber in Gang zu setzen, wird der Schieber S und das Ventil E geschlossen, und so lange Wasser durch K eingeführt, bis der ganze Heber damit angefüllt ist. Schließt man nun K luftdicht ab, eröffnet S und macht E frei, so beginnt die Wirksamkeit des Hebers, indem das Wasser in einem zusammenhängenden Strome in der Richtung $ABCD$ durch denselben hindurchfließt und bei E zum Ausflusse gelangt. Dieses Fortströmen ist jedoch noch an zwei Bedingungen gebunden.

Erstens ist nöthig, daß der Wasserspiegel H im Speisereservoir AH über der Ausmündung E stehe, denn die Abflußgeschwindigkeit v des Wassers bei E ist

$$v = \mu\sqrt{2gh},$$

wenn μ den Ausflußcoefficienten und h die Druckhöhe oder den senkrechten Abstand HE des Wasserspiegels H über der Ausmündung E bezeichnet, und folglich = Null, für h = Null.

Zweitens darf die Höhe $KO = h_1$ des Mittelstückes BC oder Heberscheitels K über dem Wasserspiegel H im Speisereservoir noch nicht die dem Atmosphärendruck entsprechende Wassersäulenhöhe k von circa 33 Fuß erreichen, denn der Druck des Wassers an der höchsten Stelle ist

$$k - h_1 \quad \text{und daher} = \text{Null für} \quad h_1 = k;$$

es entsteht also für $h_1 = k$, bei K ein luftleerer Raum, und wird an dieser Stelle die Continuität des Wasserstromes $ABCD$ unterbrochen.

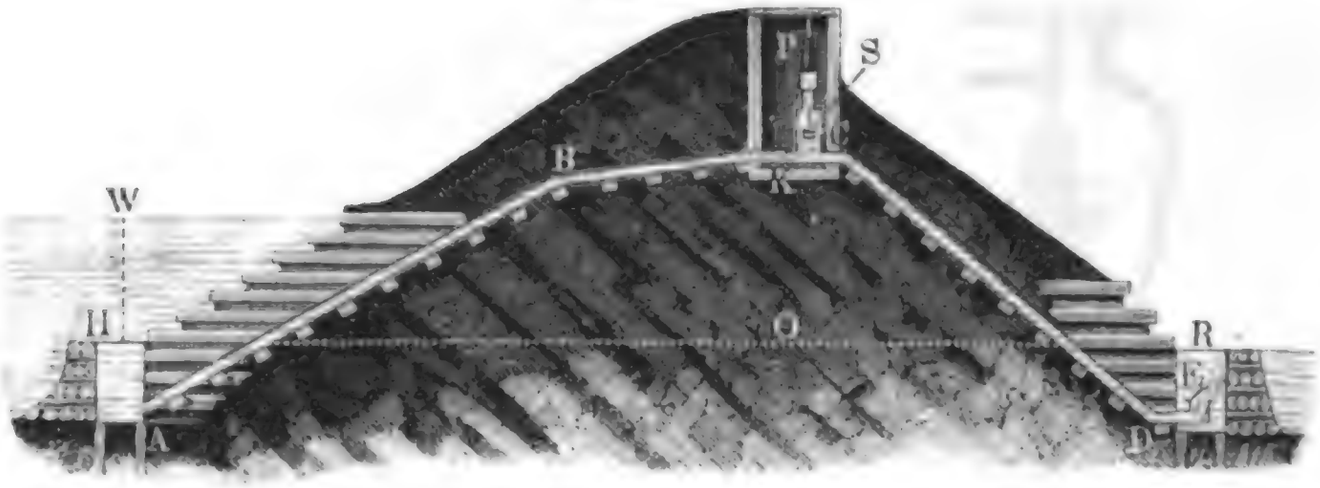
Da in jedem Falle der Druck des Wassers im Heberscheitel $k - h_1$ kleiner als der Atmosphärendruck ist, so scheidet sich die im zufließenden Wasser unter dem äußeren Luftdrucke befindliche Luft an dieser Stelle nach und nach aus, und häuft sich am Ende in solcher Menge an, daß dadurch nach einiger Zeit der Abfluß des Wassers ganz gehemmt wird. Deshalb ist es denn nöthig, von Zeit zu Zeit die Luft aus dem Heberscheitel zu entfernen, was sich bei dem in Fig. 796 abgebildeten einfachen Heber nur durch Abschließen der Mündungen S und F und Nachfüllen von Wasser bewerkstelligen läßt, bei vollkommenen Heberanlagen aber mittels einer auf dem Heberscheitel angebrachten Luftpumpe hervorgebracht wird.

§. 392. Eine größere und vollkommenere Heberanlage ist in Fig. 797 abgebildet. Dieser Heber ist vom belgischen Ingenieurofficier F. Ablay ausgeführt, und hat den Zweck, den Graben der Festung St. Marie unweit Antwerpen durch Wasser aus der dicht vorbeifließenden Schelde zu speisen (s. Annales des Travaux publics de Belgique, Tomo IX, 1850 und 1851). Der Röhrenstrang $ABCD$, welcher diesen Heber umgiebt, ist aus gußeisernen Röhren von 0,2 Meter Weite zusammengesetzt und hat im Ganzen eine Länge von 36 Meter. An den Enden desselben befinden sich zwei parallel-

Digitized by Google

lepipedoiſche Behälter AH und DR aus Eiſenblech, welche oben in einem Gau b l er.
und demſelben Niveau HOR ausmünden und durch Eiſengitter bedeckt ſind. Bei dieſer Einrichtung bleiben die beiden Hebermündungen A und D ſtets unter Waſſer, kann alſo keine Luft in den Heber treten, ſelbſt wenn auch zur Zeit der Ebbe der Waſſerſpiegel W der Schelde noch unter das Niveau des Waſſerſpiegels R im Feſtungsgraben ſinkt. Damit aber dann auch

Fig. 797.



das Waſſer im Heber nicht rückwärts läuft, iſt an der Ausmündung D deſſelben noch ein ſich nach außen öffnendes Klappenventil E angebracht. Während der Waſſerſpiegel der Schelde zur Zeit der Ebbe 1,4 Meter unter dem Waſſerſpiegel des Feſtungsgrabens ſteht, befindet ſich derſelbe zur Fluthzeit 2,7 bis 3,2 Meter über demſelben. Um die ſich im Heberſcheitel C anſammelnde Luft zu entfernen, iſt hier ein Hahn K, ein Luftreſervoir S und eine Saugpumpe P angebracht, und das Ganze in einer ausgemauerten Kammer eingeſchloſſen. Uebrigens hat man aus militairiſchen Gründen den ganzen Heber ſowie auch dieſe Kammer, welche den Luftpumpenapparat enthält, mit Erde bedeckt. Der Hahn K dient dazu, die Bewegung des Waſſers im Heber nach Belieben zu ermöglichen oder zu unterbrechen. Damit derſelbe dicht abſchließe, ſind ſeine Grundflächen von eingefetteten Hanfringen bedeckt, welche mittels Metallplatten und Schraubenbolzen aufgedrückt werden.

Um dieſen Hahn leicht und zur Verhinderung von Stößen ſanft umdrehen zu können, iſt auf denſelben ein gezahnter Quadrant aufgeſetzt, in welchen ein kleines Zahnrad eingreift, das durch eine Kurbel in Umdrehung geſetzt wird.

Die ſpecielle Einrichtung der Saugpumpe iſt aus dem verticalen Durchſchnitt derſelben in Fig. 798 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt ACA ein auf dem Heberſcheitel C aufſitzender Recipient mit einem Schwimmer S, deſſen Zeiger in einer (in der Figur nicht ſichtbaren) Glasröhre ſpielt, und daher von außen beobachtet werden kann; ferner iſt B der durch ein engeres Communicationsrohr mit dem Recipienten in Verbindung ſtehende Pumpencylinder,

Digitized by Google

Saugheber. K der in demselben spielende Kolben und endlich EDF der um D drehbare Hebel, wodurch der letztere in B auf- und niederbewegt wird. Noch sieht man bei V das Saug- und bei W das Ausblaseventil, sowie in H einen kleinen Hahn, wodurch man zur Erzielung eines dichteren Abschlusses, den ganzen Pumpenapparat vom Luftrecipienten ACA absperren kann.

Fig. 798.

Soll der Heber in Gang gesetzt werden, so kommt es nur darauf an, daß man die beiden Behälter AH und RD mit Wasser anfülle, und die Luftpumpe in Gang setze; nach einiger Zeit füllt sich der Heber mit Wasser und es beginnt seine Wirksamkeit, die natürlich wieder aufhört, wenn der Wasserspiegel W unter das Niveau des Unterwassers R herabgesunken ist, aber auch von selbst wieder beginnt, wenn sich W wieder über R erhebt. Uebrigens ist die sich in ACA, Fig. 798, nach und nach ansammelnde Luft von Zeit zu Zeit mittels der Luftpumpe zu entfernen.

Es hat das ununterbrochene Fließen eines Saughebers besonders dann seine Schwierigkeiten, wenn die Röhren desselben nicht ganz luftdicht sind, und deshalb im Mittelstück Luft einsaugen. Aus diesem Grunde ist es auch unmöglich, einen Saugheber aus Holzröhren auf die Dauer fließend zu erhalten, wenigstens ist es dann nöthig, die eingesaugte Luft durch eine stetig arbeitende Pumpe aus demselben zu entfernen. Gelegenheit zum Einsaugen und Ansammeln von Luft geben zumal solche Heber, welche ein langes Mittelstück haben. Es ist dann alle Mal nöthig, daß man demselben noch ein kleines Ansteigen geben und die Luftpumpe am Ende desselben, unmittelbar über dem abfallenden Schenkel, anbringe (wie in Fig. 797), damit die Luftblasen mit dem Wasserstrom fort- und dem Recipienten zugeführt werden. Ueber die Erfahrungen, welche man beim Bergbau in Sachsen und am Harz an Saughebern mit sehr langen Mittelstücken gemacht hat, ist nachzulesen: Jahrbuch für den Sächs. Berg- und Hüttenmann 1843, sowie die berg- und hüttenmännische Zeitung 1858.

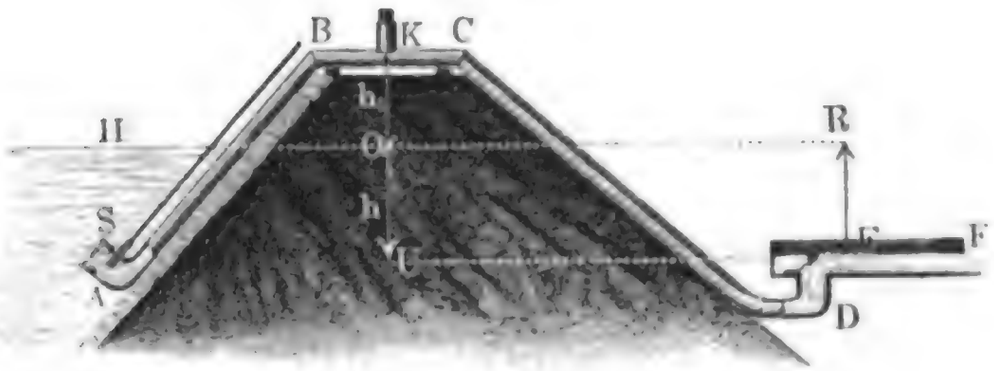
Theorie des Saughebers. §. 393. Die Theorie der Bewegung des Wassers im Saugheber ist von der in gewöhnlichen Leitungsröhren nicht verschieden (s. Bd. I, §. 395, und Bd. II, §. 147). Bezeichnet h die Druckhöhe oder die Höhe RE, Fig. 799, des Oberwasserspiegels H über dem Unterwasserspiegel, l die ganze Axenlänge des Hebers, d die Weite desselben, v die Ausfluß-

Digitized by Google

geſchwindigkeit, ζ_0 den Widerſtandscoefficienten für den Eintritt des Waſſers in den Heber, ζ den Reibungscoefficienten für die Bewegung des Waſſers in demſelben und ſind ζ_1, ζ_2 die Widerſtandscoefficienten für den Durchgang des Waſſers durch die Kropf- oder Knieröhren des Hebers, ſo hat man:

Theorie des Saughebers.

Fig. 799.



$$h = \left(1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2\right) \frac{v^2}{2g};$$

daher die Geſchwindigkeitshöhe:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{h}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}$$

und die Geſchwindigkeit des ausfließenden Waſſers:

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}},$$

ſowie das Ausflußquantum pr. Secunde:

$$Q = Fv = \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2gh}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}}.$$

Setzen wir ferner die Höhe KO des Heberſcheitels K über dem Oberwaſſerſpiegel $= h_1$, die den Druck des Waſſers an dieſer Stelle meſſende Druckhöhe $= z$, ſowie die Waſſerbarometerhöhe $= k$, und die Axenlänge des Heberſtückes ABK von der Einmündung A bis zum Scheitel gemeſſen, ſo iſt auch

$$k - h_1 - z = \left(1 + \zeta \frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1\right) \frac{v^2}{2g},$$

und daher die Geſchwindigkeitshöhe:

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{k - h_1 - z}{1 + \zeta \frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1}.$$

Theorie des Saughebers.

Wenn man nun diese beiden Werthe der Geschwindigkeitshöhen einander gleichsetzt, so erhält man folgende Gleichung:

$$\frac{k - h_1 - z}{1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1} = \frac{h}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2},$$

woraus nun für die Druckhöhe im Heberscheitel folgender Ausdruck folgt:

$$z = k - h_1 - \left(\frac{1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2} \right) h.$$

Ist die Mittel- oder Scheitelröhre des Hebers sehr lang, so hat man l_1 nahe $= l$, folglich auch

$$1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1 \text{ nahe} = 1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2,$$

und daher

$$z = k - h - h_1 = k - (h + h_1).$$

Damit ein Saugheber stetig fließe, ist nicht nur nöthig, daß h, sondern daß auch z positiv, daß also allgemein

$$\left(\frac{1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1}{1 + \xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2} \right) h + h_1 < k.$$

und folglich bei einem Heber mit sehr langer Mittelröhre:

$h + h_1 < k$ ist.

Wenn also der Heber einen stetig durchfließenden Wasserstrom geben soll, so darf die Höhe $KU = h + h_1$ des Heberscheitels über dem Unterwasserspiegel noch nicht die Wasserbarometerhöhe k erreichen. Macht man bloß die Steighöhe $KO = h_1$ kleiner als k, so steigt zwar das Wasser bis in die Scheitelröhre, es fließt aber derselben das Wassers nicht so schnell zu, als es durch den fallenden Schenkel abgeführt wird, so daß nur ein intermittirender Ausfluß durch D erfolgt. Um in einem solchen Falle einen stetigen Ausfluß zu erhalten, muß man der Ausmündung D des Hebers eine kleinere Weite d_1 geben, als der Röhre. Dann ist, wenn v_1 die Ausflußgeschwindigkeit und ξ_m den Widerstandscoefficienten für das Mundstück bezeichnet:

$$h = \left(\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 \right) \frac{v^2}{2g} + (1 + \xi_m) \frac{{v_1}^2}{2g}$$

$$= \left[\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 + (1 + \xi_m) \left(\frac{d}{d_1} \right)^4 \right] \frac{v^2}{2g}$$

und

Digitized by Google

Theorie des Saughebers.

$$k - h_1 - z = \left(1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1\right) \frac{v^2}{2g},$$

daher

$$\frac{k - h_1 - z}{h} = \frac{1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1}{\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 + (1 + \xi_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4},$$

und die den Druck im Röhrenſcheitel meſſende Höhe:

$$z = k - h_1 - \frac{\left(1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1\right) h}{\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 + (1 + \xi_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4}.$$

Damit der Heber ſtetig fließe, muß hiernach

$$h_1 + \frac{\left(1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1\right) h}{\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 + (1 + \xi_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} < k \text{ ſein.}$$

Iſt nun d_1 viel kleiner als d, ſo läßt ſich

$$\frac{1 + \xi \frac{l_1}{d} + \xi_0 + \xi_1}{\xi \frac{l}{d} + \xi_0 + \xi_1 + \xi_2 + (1 + \xi_m)\left(\frac{d}{d_1}\right)^4} = \text{Null}$$

ſetzen, und es iſt daher nur

$h_1 < k$ zu fordern.

Beiſpiel. Ein überall gleich weiter Saugheber von 250 Fuß Armlänge und 4 Zoll $= \frac{1}{3}$ Fuß Weite, bei welchem der Widerſtandscoefficient für die Einmündung, $\zeta_0 = 0{,}100$ und die Widerſtandscoefficienten für die beiden Kropfſtücke, $\zeta_1 = \zeta_2 = 0{,}300$ ſind, hat bei dem Gefälle $h = 10$ Fuß, die Ausflußgeſchwindigkeit

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2}} = \frac{\sqrt{62{,}5 \,.\, 10}}{\sqrt{1{,}7 + 250 \,.\, 3\,\zeta}} = \frac{25}{\sqrt{1{,}7 + 750\,\zeta}}.$$

Nimmt man $\zeta = 0{,}02$ an, ſo folgt dann

$$v = \frac{25}{\sqrt{1{,}7 + 15}} = \frac{25}{\sqrt{16{,}7}} = 6{,}118 \text{ Fuß.}$$

Nach Bd. I, §. 397, iſt aber für $v = 6$ Fuß, $\zeta = 0{,}0213$ zu ſetzen, daher folgt genauer

$$v = \frac{25}{\sqrt{1{,}7 + 750 \,.\, 0{,}0213}} = \frac{25}{\sqrt{17{,}675}} = 5{,}946 \text{ Fuß,}$$

und endlich die geſuchte Ausflußmenge pr. Secunde:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \,.\, 5{,}946}{4 \,.\, 9} = 0{,}519 \text{ Cubikfuß.}$$

Digitized by Google

Theorie des Saughebers

Damit das Waſſer in dieſem Heber ſtetig fließe, muß, wenn der Scheitel des Hebers um $l_1 = 200$ Fuß von der Einmündung deſſelben entfernt iſt,

$$\frac{\left(1 + \zeta \frac{l_1}{d} + \zeta_0 + \zeta_1\right) h}{1 + \zeta \frac{l}{d} + \zeta_0 + \zeta_1 + \zeta_2} + h_1 < k,$$

d. i.

$$\frac{1 + 0{,}0213 \,.\, 200 \,.\, 3 + 0{,}4}{17{,}675} \,.\, 10 + h_1 < 33,$$

d. i.

$$\frac{14{,}18 \,.\, 10}{17{,}675} + h_1 < 33,$$

alſo die Höhe des Heberſcheitels über dem Oberwaſſerſpiegel:

$$h_1 < 33 - \frac{141{,}8}{17{,}675}, \text{ oder } h_1 < 33 - 8{,}023, \text{ d. i.}$$

$h_1 < 24{,}977$ Fuß ſein.

Außerdem iſt es nöthig, dem Heber eine engere Ausmündung zu geben.

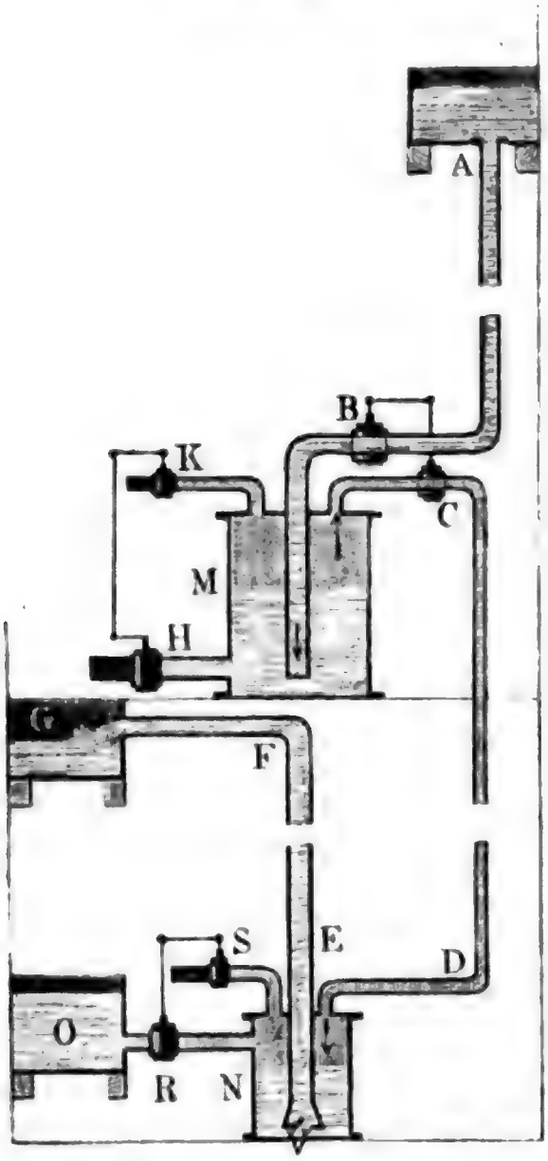
Die Luftmaſchine.

§. 394. Zu den verſchiedenen Waſſerhebungsmaſchinen iſt endlich auch noch der Heronsbrunnen (franz. Fontaine de Héron; engl. Fountain of Heron) zu rechnen. Die allgemeine Einrichtung und Wirkung deſſelben iſt aus der Phyſik bekannt, hier ſoll nur von der Anwendung deſſelben bei der ſogenannten Höll'ſchen Luftmaſchine (franz. Machine de Schemnitz, engl. Hungarian machine) die Rede ſein. In der Hauptſache dient dieſe Maſchine dazu, die bewegende Kraft einer Waſſerſäule mittels comprimirter Luft fortzupflanzen und auf eine andere Waſſerſäule ſo überzutragen, daß mit dem Niederſinken des Waſſers in der erſten Säule ein Aufſteigen des Waſſers in der anderen verbunden iſt. Die weſentliche Einrichtung einer ſolchen Waſſerhebungsmaſchine iſt aus der einen verticalen Durchſchnitt derſelben darſtellenden Abbildung in Fig. 800 zu erſehen. Die in dem Behälter M und in der Communicationsröhre CD eingeſchloſſene Luft wird durch die Waſſerſäule in der Einfallröhre AB zuſammengedrückt und letztere treibt durch ihre erhöhte Expanſivkraft das Waſſer des Behälters N in der unten mit einem ſich nach innen öffnenden Ventile V verſehenen Steigröhre EF empor, welches in Folge deſſen bei G zum Ausguſſe gelangt. Wenn ſich das Gefäß M mit Waſſer angefüllt hat, ſo verſchließt man die Hähne B und C der Röhren AB und CD und eröffnet ſowohl die Hähne H und K im Behälter M für das Kraftwaſſer, als auch die Hähne R und S im Behälter N des Hubwaſſers; es fließt in Folge deſſen das Waſſer durch H aus M und in den gemeinſchaftlichen Ausgußkaſten G; dagegen füllt ſich das Reſervoir N aus dem Behälter O, wobei ſich das Fußventil V von ſelbſt abſchließt und die vorher angeſammelte Luft durch S entweicht. Nach erfolgtem Entleeren des Behälters M und Anfüllen des Reſervoirs N werden die vier Hähne H, K, R und S wieder verſchloſſen, dagegen die Hähne B und C eröffnet,

Digitized by Google

und es beginnt nun ein neues Spiel. Bei der von Höll 1753 im Amaliaschacht zu Schemnitz ausgeführten Maschine (s. N. Poda, Kurzgefaßte Beschreibung der beim Bergbau zu Schemnitz errichteten Maschinen, Prag 1771) waren zur Bewegung der Hähne und übrigen Abwartung der Maschine zwei Kunstwärter nöthig. Boswell beschreibt 1796 zuerst eine solche Maschine mit Selbststeuerung (s. Hachette's Traité élémentaire des machines). Höll'sche Luftmaschine.

Fig. 800.



Die Wasserhebungsmaschine von Darwin besteht aus einem System von Luftmaschinen, welche das Wasser einander zudrücken; ferner bei der Wasserhebungsmaschine von Detrouville ist die Steigröhre durch eine Saugröhre ersetzt, wird also das Wasser saugend emporgehoben. Die in der neuesten Zeit zum Umtrieb der Bohrmaschinen bei der Durchbohrung des Mont-Cenis angewendete hydraulische Luftpresse ist im Wesentlichen eine Höll'sche Luftmaschine, welche jedoch kein Wasser hebt, sondern nur Luft comprimirt und daher den Gebläsen oder Luftcompressionsmaschinen beizuzählen ist (s. in der schweizerischen polytechn. Zeitschrift Bd. II., die Mittheilungen über die Durchbohrung des Mont-Cenis, von F. Reuleaux).

Die Leistung der Höll'schen Luftmaschine ist wie folgt zu beurtheilen. Es sei das Gefälle, vom Oberwasserspiegel über A bis tiefstes Niveau in M gerechnet, $= h$, ferner die Steig- oder Förderhöhe, von der Ausmündung G der Steigröhre bis tiefstem Wasserstande in N gemessen, $= h_1$, die den Atmosphärendruck messende Wassersäulenhöhe $= k$, der Querschnitt des Gefäßes M, $= F$, der des Gefäßes N, $= F_1$, die Höhe, um welche das Wasser bei jedem Spiele in M steigt und sinkt, $= s$ und ebenso dieselbe im Gefäße N, $= s_1$. Dann ist

$$k + h - s = k + h_1 + s_1 \quad \text{oder} \quad h - s = h_1 + s_1,$$

und nach dem Mariotte'schen Gesetze:

Digitized by Google

Hall'ſche Luftmaſchine.

$$\frac{k + h_1 + s_1}{k} = \frac{Fs}{F_1 s_1},$$

folglich der Wirkungsgrad der Maſchine:

$$\eta = \frac{F_1 s_1 h_1}{Fsh} = \frac{k h_1}{(k + h_1 + s_1) h} = \frac{k h_1}{(k + h_1 + s_1)(h_1 + s + s_1)}.$$

Damit derſelbe möglichſt groß ausfalle, müſſen die Gefäßhöhen s und s_1 möglichſt klein (nahe Null) ſein.

Dann iſt $h = h_1$

$$\text{und } \eta = \frac{k}{k + h_1},$$

folglich η um ſo größer, je kleiner das Gefälle h oder die Förderhöhe h_1 iſt, jedoch erſt $= 1$, für $h = h_1 =$ Null. Bei größeren Höhen ſinkt jedoch η bedeutend unter Eins, z. B. für $h = h_1 = k$, iſt $\eta = 1/2$, für $h_1 = h = 3k$, $\eta = 1/4$ u. ſ. w, es iſt daher die Luftmaſchine zum Heben des Waſſers auf größere Höhen ganz untauglich.

Schlußanmerkung. Die Monographien über Waſſerhebungsmaſchinen ſind in den entſprechenden Artikeln bereits citirt worden, es bleibt daher nur noch übrig, die über Waſſerhebungsmaſchinen überhaupt handelnden Schriften anzuführen. Von den deutſchen Werken gehören hierher: Eytelwein's Handbuch der Mechanik und Hydraulik, Berlin 1842, Gerſtner's Handbuch der Mechanik, Bd. II und III. Kaiſer's Handbuch der Mechanik, Karlsruhe 1842. Langsdorf's Vollſtändiges Syſtem der Maſchinenkunde, Leipzig 1828. Hagen's Handbuch der Waſſerbaukunſt, Theil I, 1853. Die vorzüglichſten franzöſiſchen Schriften über dieſen Gegenſtand ſind folgende: Hachette, Traité élémentaire des machines, Paris 1819. Borgnis, „Traité complet de Mécanique appliq. T. IV, des machines hydrauliques, Paris 1819. Navier, Résumé des Leçons sur l'application de la Mécanique, Part. II, Paris 1838. D'Aubuisson, „Traité d'Hydraulique" Paris 1840. Ferner Combes's Traité de L'exploitation des Mines T. III. Paris 1845. Noch iſt anzuführen: Elementi di Meccanica e D'idraulica di G. Venturoli, Napoli 1833. John Robison „a System of Mechanical Philosophy with Notes by Brewster" Vol. II. 1822. Hydraulica, an historical and descriptive account of the Waterworks of London, by W. Matthews, London 1835.

Digitized by Google

Dritter Abſchnitt.

Von den Luftbewegungsmaſchinen.

Erſtes Kapitel.

Bewegung der Luft durch die Wärme.

Gebläſe und Wettermaſchinen.

§. 395. Das Fortſchaffen der Luft von einem Punkte A nach einem Punkte B, Fig. 801 und Fig. 802, kann entweder dadurch erfolgen, daß

Fig. 801.

Fig. 802.

man die Expanſivkraft der Luft in A vergrößert, oder dadurch, daß man ſie in B vermindert. Bezeichnen p, γ und t Spannkraft, Dichtigkeit und Temperatur der Luft in A, ſowie p_1, γ_1 und t_1 Spannkraft, Dichtigkeit und Temperatur der Luft in B, ſo iſt nach dem (aus Band I, §. 360) bekannten Geſetze von Mariotte und Gay-Luſſac:

$$\frac{p_1}{p} = \frac{1 + 0{,}00367\, t_1}{1 + 0{,}00367\, t} \cdot \frac{\gamma_1}{\gamma},$$

und daher die den Bewegungszuſtand bedingende Differenz $(p_1 - p)$ der Spannungen entweder durch eine Temperaturveränderung $(t_1 - t)$ oder durch eine Dichtigkeitsveränderung $(\gamma_1 - \gamma)$ zu erlangen. Hiernach hat man nun auch zweierlei Hülfsmittel zur Fortbewegung der Luft, nämlich

Digitized by Google

Gebläſe und Wettermaſchinen.

1) die einſeitige Erwärmung oder Erkältung, oder

2) die einſeitige Verdichtung oder Verdünnung (Zuſammendrückung oder Ausdehnung) derſelben.

Zu den Hülfsmitteln der erſten Art gehören die Brennheerde bei Feuerungsanlagen und die Wetteröfen in den Bergwerken, in Verbindung mit den Eſſen, Anzüchten, Wetterſchächten u. ſ. w.: zu denen der zweiten Art: die Wettermaſchinen und Gebläſe der Berg- und Hüttenleute. Die Wettermaſchinen der Bergleute ſind in der Regel Luft- oder Wetterſauger, d. i. ſie erzeugen die Bewegung der Luft von *A* nach *B* durch Verdünnung in *B*, die Gebläſe der Metallurgen hingegen ſind Luft- oder Windbläſer, denn ſie bewirken eine Bewegung der Luft von *A* nach *B* durch Compreſſion derſelben in *A*. Bei den gewöhnlichen Wettermaſchinen kommt es nur darauf an, einen Luftzug zu erzeugen, wobei die ſchlechtere nicht zum Brennen und Athmen taugliche Luft durch möglichſt reine atmoſphäriſche Luft erſetzt wird, wogegen die Gebläſe den Zweck haben, atmoſphäriſche Luft bei erhöhter Preſſung mit einer großen Geſchwindigkeit in den Schmelzraum eines Ofens zu führen. Uebrigens iſt die Unterſcheidung der Luftbewegungs- oder pneumatiſchen Maſchinen in Luftbläſer und Luftſauger nicht weſentlich, da ſich in der Regel eine dieſer Maſchinen durch Veränderung ihrer Stellung oder der Ventile derſelben u. ſ. w. in die andere umändern läßt. Die Wettermaſchine oder die Saugpumpe *C*, womit z. B. bei der Wetterführung *A B* in Fig. 804, die Luft in *B* verdünnt wird, iſt z. B. von dem Gebläſe oder der Druckpumpe *C*, wodurch bei der Windleitung *A B* in Fig. 803, die Luft in *A* verdichtet

Fig. 803.

Fig 804.

wird, nur durch eine entgegengeſetzte Stellung gegen die Behälter *A* und *B*, mit welchen dieſe Maſchinen zunächſt communiciren, verſchieden.

Endlich iſt leicht zu ermeſſen, daß auch der größte Theil der Waſſerhebungsmaſchinen, namentlich die Kolbenmaſchinen, als Luftbewegungs-

Digitized by Google

maſchinen angewendet werden, alſo die ſogenannten Waſſerpumpen auch als Luftpumpen dienen können. Deshalb wird auch im Folgenden, bei der Behandlung der pneumatiſchen Maſchinen, wiederholt Rückſicht auf die vorausgegangenen Lehren über die Waſſerhebungsmaſchinen zu nehmen und hierbei die Unterſcheidung dieſer Maſchinen in Sauger und Bläſer nicht weiter zu beachten, wegen ihrer allgemeinen Anwendung aber von denſelben vorzüglich nur als Bläſer oder Gebläſe die Rede ſein. Gebläſe und Wettermaſchinen.

§. 396. Das einfachſte Bewegungsverhältniß der Luft bietet der gewöhnliche Luftwechſel in Wohngebäuden ſowie der natürliche Wetterwechſel in Grubenbauen dar. Die in einer Röhre $ABCD$, Fig. 805 und Fig. 806, befindliche Luft nimmt ſtets eine Bewegung an, wenn die- Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.

Fig. 805.

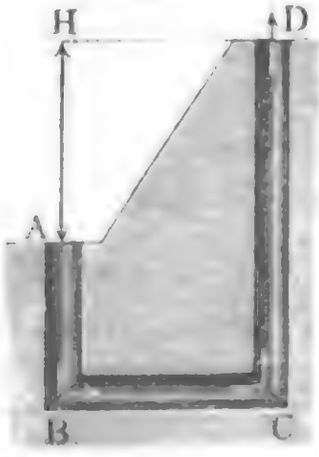
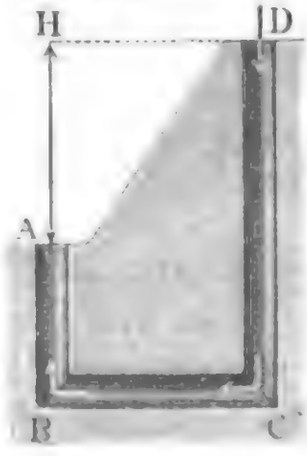


Fig. 806.



ſelbe eine andere Temperatur hat als die äußere Luft, und wenn die Mündungen A und D, wo dieſe Röhre mit äußerer Luft communicirt, nicht in demſelben Niveau liegen. Iſt h der ſenkrechte Abſtand AH zwiſchen den Mündungen A und D, t die äußere und t_1 die innere Lufttemperatur, ſo können wir (nach Bd. II, §. 391) die theoretiſche Geſchwindigkeit, mit welcher die Luft bei D ausſtrömt, entweder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t_1 - t)}{1 + \delta t} \cdot 2\,g h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1 - t)}{1 + 0{,}00367\,t} \cdot 2\,g h}$$

oder

$$v = \sqrt{\frac{\delta\,(t - t_1)}{1 + \delta t} \cdot 2\,g h} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t - t_1)}{1 + 0{,}00367\,t} \cdot 2\,g h}$$

ſetzen, und zwar erſteres, wenn die innere Temperatur t_1 die größere iſt, wobei die Luft an der höheren Stelle D ausſtrömt (Fig. 805), und letzteres, wenn dieſe Temperatur von der äußeren Temperatur übertroffen wird, ſo daß die Ausſtrömung an der tieferen Stelle A (Fig. 806) erfolgt. Es wächſt alſo hiernach die Geſchwindigkeit der Luft in der Leitung $ABCD$ nicht allein wie die Quadratwurzel aus dem Niveauabſtand h der Mündungen A und D, ſondern auch wie die aus der Temperaturdifferenz $(t_1 - t)$.

Digitized by Google

Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.

Diese Geschwindigkeit wird durch die Bewegungshindernisse in der Leitung, namentlich aber durch die Reibung an den Röhrenwänden noch besonders herabgezogen. Ist l die Axenlänge der ganzen Leitung $ABCD$, $d = \frac{4F}{p}$ (s. Band I, §. 438) ihre mittlere Weite, sowie $\xi = 0{,}024$ der Reibungscoefficient der Luft, und bezeichnet man der Kürze wegen, die Summe der Widerstandscoefficienten aller übrigen Bewegungshindernisse in der Leitung durch ξ_1, so folgt, unter der Voraussetzung, daß der Röhrenquerschnitt überall derselbe und folglich auch den Mündungsquerschnitten gleich ist, die Geschwindigkeit der Luft in der Leitung:

$$v = \sqrt{\frac{\delta(t_1 - t)}{1+\delta t} \cdot \frac{2gh}{1+\xi\frac{l}{d}+\xi_1}} = \sqrt{\frac{0{,}00367\,(t_1-t)}{1+0{,}00367\,t} \cdot \frac{2gh}{1+0{,}024\frac{l}{d}+\xi_1}}$$

oder annähernd, wenn man $1 + 0{,}00367\,t = 1$ setzt,

$$v = 0{,}06058\sqrt{\frac{(t_1-t)\,.\,2gh}{1+0{,}024\frac{l}{d}+\xi_1}} = 0{,}479\sqrt{\frac{(t_1-t)\,h}{1+0{,}024\frac{l}{d}+\xi_1}} \text{ Fuß.}$$

Sind die Röhren- oder Canalwände sehr rauh, so ist jedenfalls ξ noch größer als 0,024, nach Befinden vielleicht der Sicherheit wegen, $= 0{,}05$ zu setzen, wie auch oben, Bd. II, §. 391, bei der Berechnung der Geschwindigkeit der Luft in Essen geschehen ist.

Bezeichnet nun noch F den Querschnitt der Röhre, so hat man für das pr. Secunde durch dieselbe strömende Luftquantum

$$Q_1 = Fv = 0{,}06058\,F\sqrt{\frac{(t_1 - t\,.\,2gh}{1+0{,}024\,\frac{l}{d}+\xi_1}},$$

und dasselbe reducirt auf die äußere Temperatur t:

$$Q = \frac{1+\delta t}{1+\delta t_1}\,Q_1, \text{ annähernd}$$

$$Q = [1 - \delta\,(t_1 - t)]\,Q_1$$

$$= F\,[1 - \delta\,(t_1 - t)]\sqrt{\frac{\delta\,(t_1-t)}{1+\delta t} \cdot \frac{2gh}{1+\xi\frac{l}{d}+\xi_1}}$$

$$= F\,[1 - \delta\,(t_1 - {}^1\!/_2\,t)\sqrt{\frac{\delta\,(t_1-t)\,.\,2gh}{1+\xi\frac{l}{d}+\xi_1}}$$

$$= 0{,}06058\,F\,[1 - 0{,}00367\,(t_1 - {}^1\!/_2\,t)]\sqrt{\frac{(t_1-t)\,.\,2gh}{1+0{,}024\,\frac{l}{d}+\xi_1}},$$

Digitized by Google

oder, da bei den gewöhnlichen Ventilationen $0{,}00367\,(t_1 - {}^1/_2 t)$ immer nur ein kleiner Bruch iſt, Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.

$$Q = Q_1 = 0{,}479\,F\sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h}{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_1}}\ \text{Cubikfuß.}$$

Umgekehrt folgt der zum Durchführen einer gewiſſen Luftmenge nöthige Querſchnitt der Leitung:

$$F = \sqrt{\frac{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_1}{(t_1 - t)\,h}}\cdot\frac{Q}{0{,}479} = 2{,}088\,Q\sqrt{\frac{1 + \zeta\frac{l}{d} + \zeta_1}{(t_1 - t)\,h}}$$

Quadratfuß.

Dieſe Berechnungen fallen, wie leicht zu ermeſſen iſt, noch complicirter aus, wenn in der Leitung noch mehrfache Richtungs- und Querſchnittsveränderungen vorkommen, oder wenn der Querſchnitt F_1 der Ausmündung ein anderer iſt, als der Querſchnitt F der ganzen Leitung. Jedenfalls laſſen ſich hier, wo nur kleine Dichtigkeitsveränderungen vorkommen, die bekannten Coefficienten und Formeln der Hydraulik anwenden, und iſt hiernach Folgendes anzunehmen.

1) Für den Durchgang der Luft durch eine Mündung in der dünnen Wand, z. B. durch die einer geöffneten Thüre, iſt der Widerſtandscoefficient:

$$\zeta_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_1} - 1\right)^2$$

(ſ. Band I, §. 404), wobei F den Querſchnitt der Leitung unmittelbar hinter der Mündung, F_1 den der Mündung und α den Contractionscoefficienten (0,60) des Luftſtromes bezeichnet.

2) Für den Eintritt des Luftſtromes in eine engere Leitung iſt $F_1 = F$, und daher der entſprechende Widerſtandscoefficient im Mittel:

$$\zeta_1 = \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right) = ({}^{10}/_6 - 1)^2 = {}^4/_9 = 0{,}444\ldots$$

oder den Erfahrungen beſſer entſprechend, $\zeta = 0{,}50$ zu ſetzen.

3) Ferner für den Eintritt deſſelben in einen weiteren Canal iſt ferner der Widerſtandscoefficient:

$$\zeta_1 = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2,$$

wenn F den Querſchnitt des weiteren und F_1 den des engeren Canales bezeichnet (ſ. Bd. I, §. 403). Iſt v die Geſchwindigkeit der Luft in der weiteren Röhre und v_1 die in der engeren Röhre, ſo hat man hiernach die entſprechende Widerſtandshöhe:

$$h_1 = \zeta_1\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{F}{F_1} - 1\right)^2\frac{v^2}{2g} = \left(1 - \frac{F_1}{F}\right)^2\frac{{v_1}^2}{2g},$$

Digitized by Google

Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.

also für kleine Werthe von $\frac{F_1}{F}$,

$$h_1 = \frac{{v_1}^2}{2g}.$$

4) Für den Durchgang des Luftstromes durch ein rechtwinkeliges Knie ist der Widerstandscoefficient

$$\zeta_1 \text{ nahe} = \text{Eins},$$

folglich die Widerstandshöhe nahe = der Geschwindigkeitshöhe. Für eine spitze Knieröhre ist ζ_1 größer, für eine stumpfe sowie für eine Kropfröhre kleiner als Eins. (S. Band I. §. 406 und §. 407).

5) Ist der Querschnitt F_1 der Ausmündung der Luft- oder Wetterleitung von dem Querschnitt F der letzteren verschieden, ist z. B. F_1 der Querschnitt der Mündung einer Thüre am Ausgang der Leitung, so hat man die Ausströmungsgeschwindigkeit zu setzen:

$$v_1 = 0{,}479 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{1 + \left(\xi \frac{l}{d} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}},$$

weil die Geschwindigkeit in der Leitung

$$v = \frac{\alpha F_1}{F}\, v_1$$

ist und die Widerstände in der Leitung der Höhe

$$\frac{v^2}{2g} = \left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2 \frac{{v_1}^2}{2g}$$

proportional wachsen.

Das pr. Secunde durch- und ausströmende Luftquantum ist

$$Q = \alpha F_1 v_1$$

$$= 0{,}479\, \alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{1 + \left(\xi \frac{l}{d} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}$$

oder, wenn man $d = \frac{4F}{p}$ einführt, wobei p den Umfang des Röhrenquerschnittes bezeichnet:

$$Q = 0{,}479\, \alpha F_1 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\, h}{1 + \left(\tfrac{1}{4}\xi \frac{pl}{F} + \zeta_1\right)\left(\frac{\alpha F_1}{F}\right)^2}}.$$

Beispiel. Ein übrigens abgeschlossener Saal ABC, Fig. 807, von 20 Fuß Höhe, communicirt durch eine rectanguläre Bodenöffnung A von 6 Zoll Breite und 4 Zoll Höhe und durch eine senkrechte Blechröhre CD von 6 Zoll Weite und 36 Fuß Länge mit der äußeren Luft; wenn nun die mittlere Temperatur im Saal 20, die mittlere Temperatur in der Röhre 25 und die äußere Lufttemperatur 10 Grad ist, welches Luftquantum wird durch diesen Raum stündlich circuliren?

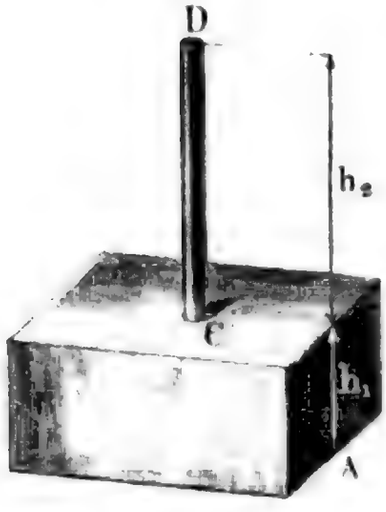
Digitized by Google

Es ist hier statt $(t_1 - t)h$, $(t_1 - t)h_1 + (t_2 - t)h_2$ zu setzen, wobei t_1 die Temperatur im Saale und h_1 die Höhe desselben, sowie t_2 die Temperatur in der Abzugsröhre und h_2 die Höhe derselben bezeichnet, so daß nun diese Größe

$(20 - 10) . 20 + (25 - 10) . 36 = 200 + 540 = 740$ folgt.

Bewegung der Luft durch Temperaturdifferenz.

Fig. 807.



Ferner ist der Querschnitt der Einmündung,

$$F = 6 . 4 = 24 \text{ Quadratzoll},$$

und der der Röhre,

$$F_1 = \frac{\pi . 6^2}{4} = 28{,}274 \text{ Quadratzoll},$$

folglich die Geschwindigkeit der eintretenden Luft

$$v = \frac{F_1}{F} v_1 = \frac{28{,}274}{24} v_1 = 1{,}178\, v_1$$

und die Geschwindigkeitshöhe derselben

$$\frac{v^2}{2g} = (1{,}178)^2 \frac{v_1^2}{2g} = 1{,}388 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Sehen wir die Oeffnung als die einer kurzen Ansatzröhre an und setzen für dieselbe den Widerstandscoefficienten $\zeta_0 = 0{,}5$, so erhalten wir die Druckhöhe, welche die Einführung der Luft in den Saal in Anspruch nimmt:

$$(1 + \zeta_0) \frac{v^2}{2g} = 1{,}5 . 1{,}388 \frac{v_1^2}{2g} = 2{,}08 \frac{v_1^2}{2g}.$$

Nehmen wir nun noch den Reibungscoefficienten für die Bewegung der Luft in der Röhre, $\zeta = 0{,}032$ an, so erhalten wir die zur Abführung der verdorbenen Luft nöthige Druckhöhe:

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right) \frac{v_1^2}{2g} = (1{,}5 + 0{,}032 . 36 . 2) \frac{v_1^2}{2g} = 3{,}80 \frac{v_1^2}{2g},$$

und es folgt daher die Geschwindigkeit, mit welcher die Luft durch die Röhre CD aus dem Saal abgeführt wird:

$$v_1 = 0{,}479 \sqrt{\frac{740}{2{,}08 + 3{,}80}} = 0{,}479 \sqrt{\frac{740}{5{,}88}} = 5{,}437 \text{ Fuß}.$$

Nun ist der Querschnitt der Röhre:

$$F_1 = \frac{28{,}274}{144} = 0{,}1963 \text{ Quadratfuß},$$

daher folgt die pr. Secunde abströmende Luftmenge:

$$Q_1 = F_1 v_1 = 5{,}437 . 0{,}1963 = 1{,}055 \text{ Cubikfuß},$$

also die stündliche Menge:

$$3600\, Q_1 = 3798 \text{ Cubikfuß}.$$

Ein Mensch athmet stündlich $\frac{1}{2}$ Cubikmeter Luft ein, hat aber im eingeschlossenen Raum 6 bis 7 Cubikmeter, d. i. circa 200 Cubikfuß frische Luft nöthig, und es ist daher unter den gegebenen Verhältnissen dieser Saal nur zur Aufnahme von $\frac{3852}{200} = 19$ Personen geeignet.

§. 397. Der natürliche Luft- oder Wetterwechsel in Gruben ist vorzüglich durch die Erdwärme bedingt. Die Schwankungen der Wärme auf der Erdoberfläche nehmen nach dem Innern der Erde zu

Natürlicher Luft- und Wetterwechsel.

Digitized by Google

Natürlicher Luft- und Wetterwechſel.

immer mehr und mehr ab, und verſchwinden bei unſeren Klimaten ungefähr ſchon bei 24 Meter = $76^1/_2$ Fuß unter der Erdoberfläche ganz. Von dieſer Tiefe an nimmt die Erdwärme ſehr regelmäßig mit der weiteren Tiefe zu, und zwar auf je 90 bis 100 Fuß Zunahme an Tiefe, um 1° C. Die conſtante Temperatur bei 24 Meter Tiefe iſt im Mittel ungefähr 1 Grad größer als die mittlere Jahrestemperatur an der Erdoberfläche, und zwar im mittleren Deutſchland und an mäßig hoch liegenden Punkten, circa 7 + 1 = 8 Grad. Während eines Jahres ſchwankt aber die Temperatur auf der Erdoberfläche an den gedachten Orten zwiſchen — 1 Grad und + 17 Grad; es iſt folglich die Erdwärme bei circa 1000 Fuß Tiefe gleich der höchſten mittleren Juliwärme von 17 Grad über Tage. Hiernach folgt, daß bei Grubenbauen mit zwei Tagemündungen *A* und *D* wie Fig. 808 und Fig. 809 die Wettern im Winter, wo die innere Luft

Fig. 808.

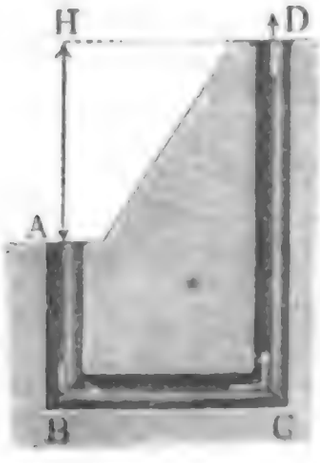
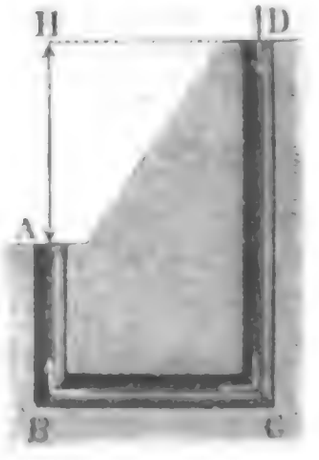


Fig. 809.



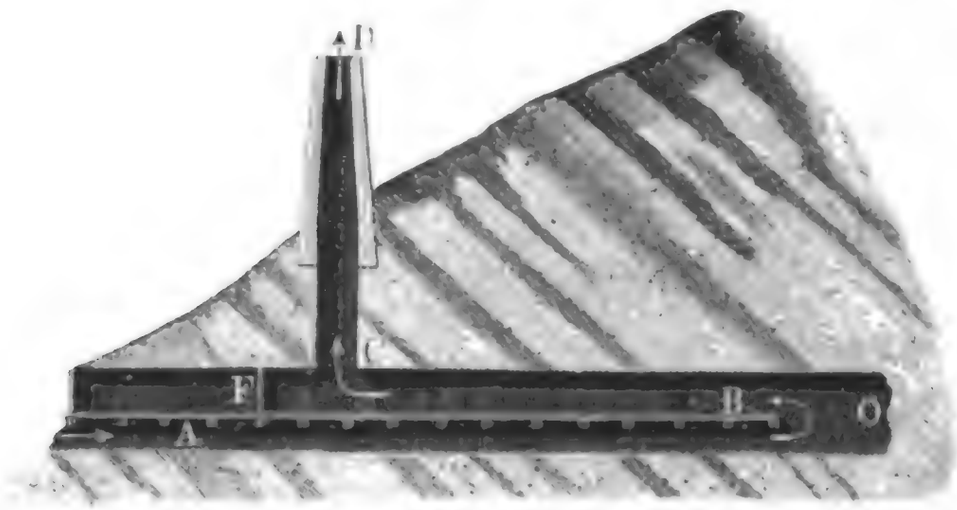
wärme die größere iſt, an dem tieferen Punkte *A* ein- und an dem höheren Punkte *D* (Fig. 808) ausſtrömt, und dagegen im Sommer, wo die äußere Luftwärme die größere iſt, dieſelbe an dem höheren Punkte *D* (Fig. 809) ein- und am tieferen Punkte *A* ausſtrömt. Befinden ſich dagegen beide Mündungen *A* und *D* der gedachten Grubenbaue um mindeſtens $76^1/_2$ Fuß unter der Erdoberfläche, ſo werden ſich die Luftſäulen *AB* und *DC* das Gleichgewicht halten, und es bedarf daher künſtlicher Mittel oder beſonderer Wärmeverhältniſſe, um einen Wetterzug in *ABCD* nach der einen oder anderen Richtung zu erzielen. Uebrigens iſt gewöhnlich die Temperatur der Wetter in Folge der Ausdünſtung der Arbeiter, der Verbrennung bei der Beleuchtung und anderer Urſachen nicht ſelten einige Grad höher als die des Geſteins an derſelben Stelle, was natürlich ebenfalls auf den Wetterzug Einfluß hat.

Um den Wetterzug (franz. aérage; engl. airing) in einem Gruben-

bau zu unterſtützen, oder nach Befinden erſt zu erzeugen, iſt es nicht ſelten nöthig, denſelben durch Scheider oder Scheidewände in die Form einer Leitung zu bringen, oder in demſelben beſondere Wetterleitungen oder ſogenannte Wetterlutten anzubringen. Auf Strecken oder Stölln beſteht ein ſolcher Scheider in einem dicht abſchließenden Tragwerke, wie *A B*, Fig. 810, in Verbindung mit einer Wetterblende *F* und

Natürlicher Wetterwechſel.

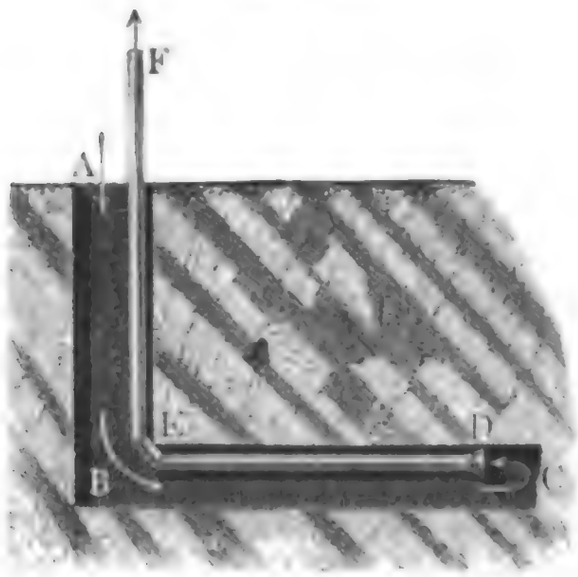
Fig. 810.



einem Wetterſchachte *C D*. Im Winter ziehen dann die Wetter unter dem Tragwerke bis vor Ort *O*, von da über dem Tragewerke zurück und zum Schachte *C D* hinaus; wogegen im Sommer dieſelben bei *D* einfallen und den Grubenbau in der umgekehrten Richtung *D C B A* durchziehen.

Die Art und Weiſe, wie man durch einen Wetterlutten, oder eine Wetterröhre den Wetterwechſel einer Grube erzeugt, iſt aus Fig. 811 zu erſehen. Es iſt *A B* der Schacht, *B C* eine mit demſelben in Verbindung ſtehende Strecke, und *D E F* der vom Orte *C* bis über den Schacht hinausgeführte, aus Brettern oder Zinkblech zuſammengeſetzte Wetterlutten. Iſt wie gewöhnlich, die Luft in den Lutten die wärmere und leichtere, ſo fallen die Wettern im Schachte ein, und ziehen durch den Lutten in der Richtung *D E F* aus. Anſtatt den Lutten von der Schachtmündung aus

Fig. 811.



Digitized by Google

Natürlicher Wetterwechsel.

noch weiter emporzuleiten, führt man auch wohl über dem Schacht einen besonderen Wetterthurm auf. Uebrigens ist der natürliche Wetterwechsel im Winter, wo die Wetter an den höher liegenden Punkten ausziehen, kräftiger als im Sommer.

Beispiel. Um einem Stollen AO, Fig. 810, von 1000 Fuß Länge, 9 Fuß Höhe und 4 Fuß Weite den nöthigen Wetterwechsel zu verschaffen, hat man denselben mit einem 3 Fuß über der Stollnsohle liegenden ganzen Tragwerk versehen und 100 Fuß entfernt von dem Stollnmundloch einen Wetterthurm CD von 60 Fuß Höhe, 3 Fuß Länge und 3 Fuß Weite angebracht, welche Wettermenge wird zu einer Zeit, wo die äußere Lufttemperatur 13 und die mittlere Temperatur der Wettern in der Grube 10 Grad ist, den Stolln durchströmen?

Die Geschwindigkeit v_1, mit welcher die Wetter durch den Wetterthurm CD ausströmen, ist durch die Formel

$$v_1 = 0{,}479 \sqrt{\frac{(t_1 - t)\,h}{\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 + 1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1}}} \text{ Fuß}$$

bestimmt, und hierin zu setzen:

$$(t_1 - t)\,h = (13 - 10) \,.\, 60 = 180,$$

ferner für die Bewegung der Wettern im Thurme, dessen Querschnitt den Umfang $p_1 = 4 \,.\, 3 = 12$ Fuß und den Inhalt $F_1 = 3 \,.\, 3 = 9$ Quadratfuß hat,

$$1 + \zeta_1 + \zeta \frac{l_1}{d_1} = 1 + 0{,}50 + 0{,}04 \frac{p_1 l_1}{4 F_1} = 1{,}50 + 0{,}04 \,.\, \frac{4 \,.\, 3 \,.\, 60}{4 \,.\, 3 \,.\, 3}$$
$$= 1{,}50 + 0{,}80 = 2{,}30;$$

für die Bewegung der Wettern unter dem Tragwerk, da hier $p = 2\,(3 + 4) = 14$ Fuß und $F = 3 \,.\, 4 = 12$ Quadratfuß, und der Rauhigkeit des Gesteins u. s. w. wegen, $\zeta = 0{,}05$ zu setzen ist,

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 = \left(1{,}50 + 0{,}05 \frac{pl}{4F}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2$$
$$= \left(1{,}50 + 0{,}05 \,.\, \frac{14 \,.\, 1000}{4 \,.\, 12}\right)(\tfrac{9}{12})^2 = 16{,}08 \,.\, \tfrac{9}{16} = 9{,}04.$$

Hierzu kommt noch für die rückgängige Bewegung der Wettern über dem Tragwerke, für welche $p = 2\,(6 + 4) = 20$, $F = 6 \,.\, 4 = 24$, und $l = 1000 - 100 = 900$ ist,

$$\left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l}{d}\right)\left(\frac{F_1}{F}\right)^2 = \left(1{,}50 + 0{,}05 \,.\, \frac{20 \,.\, 900}{4 \,.\, 24}\right)(\tfrac{9}{24})^2 = 10{,}87 \,.\, \tfrac{9}{64} = 1{,}53,$$

so daß nun

$$v = 0{,}479 \sqrt{\frac{180}{2{,}30 + 9{,}04 + 1{,}53}} = 0{,}479 \sqrt{\frac{180}{12{,}87}} = 1{,}791 \text{ Fuß.}$$

und das pr. Secunde durch den Stolln ziehende Luftquantum

$$Q_1 = F_1 v_1 = 1{,}791 \,.\, 9 = 16{,}2 \text{ Cubikfuß beträgt.}$$

Künstlicher Luft- und Wetterwechsel.

§. 398. Wenn der natürliche Wetterwechsel eines Gebäudes oder einer Grube nicht ausreicht, so erzeugt man eine **künstliche Ventilation** und zwar entweder durch **Erhitzung in Oefen** oder durch besondere **Luft- oder Wettermaschinen**. Bei der Ventilation eines Gebäudes befindet sich der Ofen entweder in der Zugesse selbst oder außerhalb derselben, letzteres besonders

Digitized by Google

dann, wenn die Ventilation zugleich mit der Heizung des Locales verbunden iſt. Der Rauch eines ſolchen Zugofens wird in beiden Fällen durch eine Blechröhre abgeführt, welche in der Mitte der Zugeſſe emporſteigt, und ſo am beſten ihre Wärme an die durch die Zugeſſe abzuführende Luft abſetzt. Eine einfache Ventilation mit Zugeſſe u. ſ. w. iſt in Fig. 812 abgebildet. *F* ſtellen einen gewöhnlichen Zugofen vor, welcher dazu beſtimmt iſt, den Raum *R* zu erwärmen. Die zur Verbrennung nöthige Luft wird demſelben durch die Röhre *A* zugeführt, wogegen die Verbrennungsluft durch die Röhre *EGH* aus dem Ofen und in die weitere als Zugeſſe dienende Röhre *BCD* abgeleitet wird. Die verdorbene Luft des Zimmers tritt bei *B* in die Zugeſſe *BCD* und wird während ihres Emporſteigens in derſelben von der Rauchröhre *EGH* erwärmt.

Künſtlicher Luft- und Wetterwechſel.

Eine andere mit Luftheizung verbundene Ventilation iſt in Fig. 813

Fig. 813.

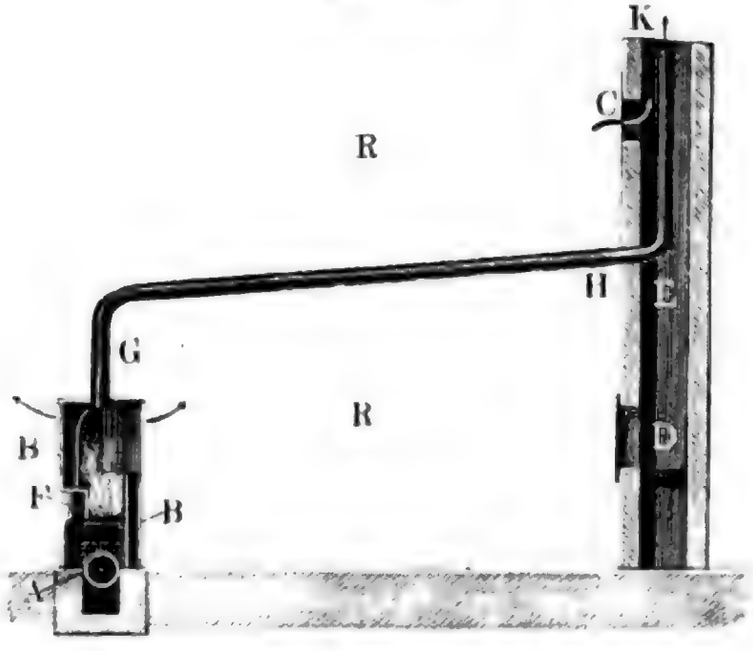
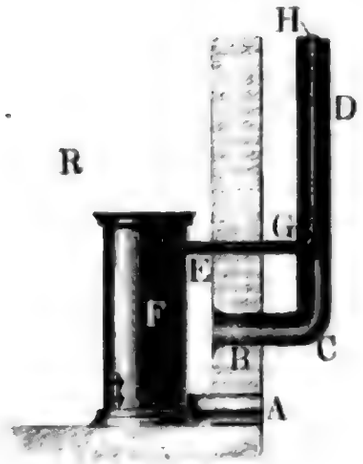


Fig. 812.



abgebildet. Der Ofen *F* ſteht hier entfernt von der Zugeſſe *E* und die in demſelben erwärmte Luft wird durch das Rauchrohr *GHK* in dieſe Eſſe geleitet. Ferner iſt der Ofen von einem weiten Mantel aus Blech oder Ziegeln umgeben, ſo daß ein Raum *BB* entſteht, in welchem die durch das Rohr *A* zugeführte friſche Luft erwärmt wird. Die ſo erwärmte Luft tritt durch die am Haupt des Mantels angebrachten Seitenöffnungen in den Saal, und von da durch eine Oeffnung *C* in die durch die Rauchröhre *GHK* erwärmte Zugeſſe *E*. Statt der Luftheizung in *BB* läßt ſich natürlich auch eine Dampf- oder eine Waſſerheizung anbringen. Fig. 814 (a. f. S.) führt die Einrichtung einer Zimmerheizung durch Waſſer oder Waſſerdampf vor Augen. Die das warme Waſſer oder den Waſſerdampf enthaltenden Transmiſſionsröhren *P* und *Q* ſind von Blechmänteln umgeben, und dieſe wieder in einem Holzkaſten *FGD* eingeſchloſſen. Die durch das Rohr *ABC*

Digitized by Google

Künſtlicher Luft- und Wetterwechſel.

von außen her zugeführte Luft durchſtrömt die Canäle zwiſchen den Transmiſſionsröhren und ihren Mänteln, nimmt hierbei die erforderliche Wärme in ſich auf, und gelangt endlich durch die Röhre *E* in den zu heizenden Raum *R*.

Bei Heizung größerer Räume befindet ſich die ganze Feuerungsanlage *ABF*, Fig. 813, in einem unterirdiſchen Raume, und iſt auch die Rauchröhre *GHK* unter dem Fußboden fortgeführt. Wenn im Sommer die Heizung des Raumes *RR* ausgeſetzt wird, ſo kann man die nöthige Ventilation durch ein auf dem Roſte *D* in der Lüftungseſſe *E* zu unterhaltendes Feuer bewirken.

Die Wetteröfen, welche zur Erzielung des nöthigen Wetterzuges in einer Grube dienen, beſtehen gewöhnlich nur in einer vom Wetterſchachte aus getriebenen kurzen Strecke mit einem Feuerroſte. Um die Wärme, welche durch das auf dem Roſte brennende Feuer erzeugt wird, ſoviel wie möglich auszunutzen, muß man einen ſolchen Wetterofen ſo tief wie möglich anlegen. Auch iſt derſelbe auszumauern, wenn das Geſtein nicht feſt und dicht iſt. Ein ſolcher Wetterofen iſt in Fig. 815, I und II, im ſenkrechten und im horizontalen Durchſchnitt dargeſtellt. Von der Hauptſtrecke *B*, welche mit dem Wetterſchachte *A* in Verbindung ſteht, geht die engere Seitenſtrecke *CD* ab, welche zu dem Brennheerd *F* führt, und von

Fig. 814.

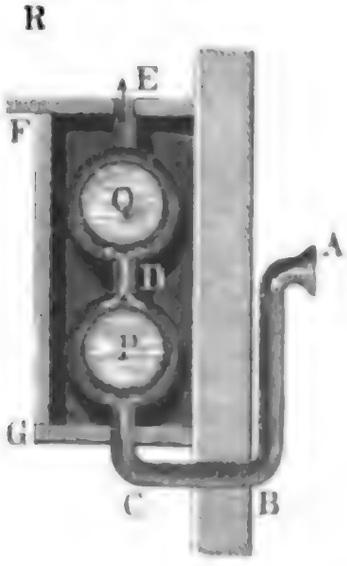
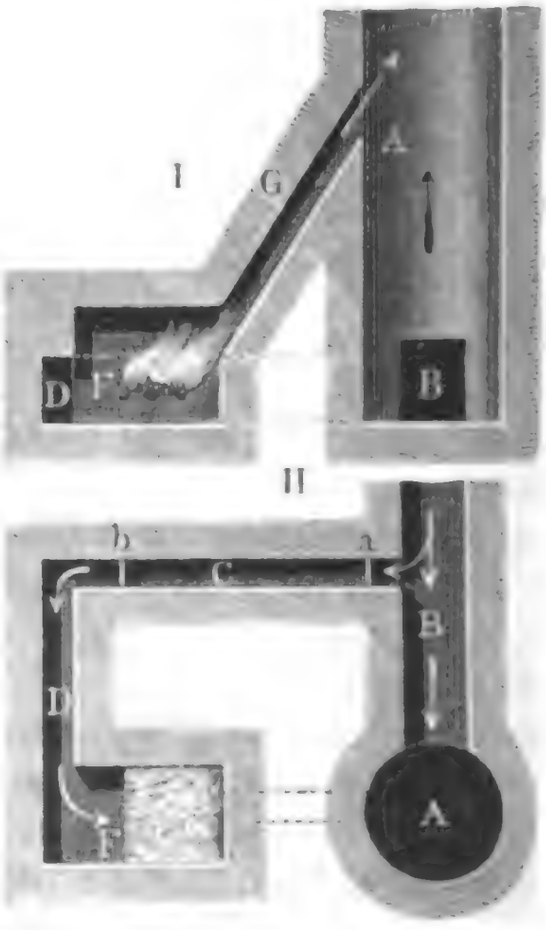


Fig. 815.



Digitized by Google

dem letzteren ſteigt der flache Schacht oder die ſchwebende Strecke G nach dem Wetterſchachte A empor. Die durch die Hauptſtrecke zugeführte Luft ſtrömt größtentheils unmittelbar in den Wetterſchacht, und wird daher erſt durch die Luft erwärmt, welche die Seitenſtrecke zum Brennheerd führt, und mittels der ſchwebenden Strecke in den Wetterſchacht gelangt. Die Blenden oder Wetterthüren a und b in der Seitenſtrecke ſind mit Löchern verſehen, durch welche das nach dem Ofen zu leitende Luftquantum regulirt werden kann. Um Exploſionen zu verhindern, iſt es nöthig, die mit Kohlenwaſſerſtoffgas angeſchwängerten ſchlagenden Wettern von dem Zutritt nach dem Feuerraum abzuhalten, und dieſelben mindeſtens 50 Fuß entfernt von der Einmündung des Rauchcanales G in die Eſſe anzulegen. Wetteröfen.

Aus demſelben Grunde bringt man auch den Wetterofen A, Fig. 816, nahe über oder unter der Erdoberfläche an, und ſetzt einen ſogenannten Wetterthurm C auf den Wetterſchacht B auf.

§. 399. Die Bewegungsverhältniſſe bei der Ventilation eines Grubengebäudes $BCEH$, Fig. 817, durch einen Wetterofen K und Wetterſchacht EH laſſen ſich durch folgende aus der Grundformel in §. 396 hervorgehenden Specialformeln ausdrücken. Es ſei der Niveauabſtand zwiſchen den beiden Schachtmündungen B und H, $AB = h$, ſowie die ſenkrechte Tiefe der Ausmündung F des Rauchcanales KF unter der Schachtmündung B, $BG = h_1$, und die ſenkrechte Höhe des Rauchcanales $EF = CG = h_2$; ſetzen wir ferner die äußere Lufttemperatur $= t$, die mittlere Grubentemperatur in $BCDEF$, $= t_1$, die Temperatur im oberen Theil FH des Wetterſchachtes, $= t_2$ und die mittlere Temperatur im Rauchcanal des Wetterofens, $= t_3$, bezeichnen wir noch den mittleren Querſchnitt des Grubenbaues CDE durch F_1, den Querſchnitt des Wetterſchachtes durch F_2 und den des Rauchcanales durch F_3, deuten wir endlich den Widerſtandscoefficienten für die Bewegung der Luft im Grubenbau CDE durch $\varkappa$, ſowie den für die Bewegung der Luft im Wetterofen Theorie des künſtlichen Wetterwechſels.

Fig. 816.

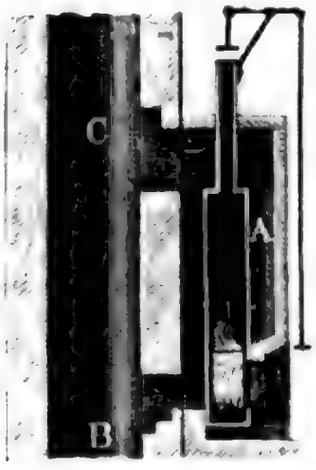
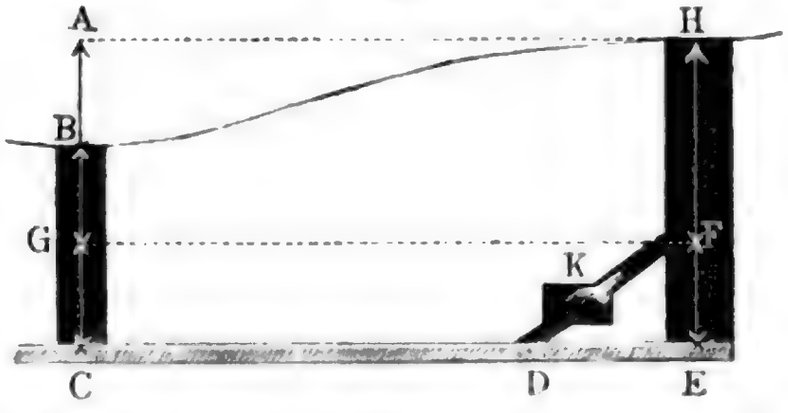


Fig. 817.



Digitized by Google

Theorie des künstlichen Wetterzuges.

sammt Rauchcanal durch $\varkappa_1$ an, so erhalten wir für die Geschwindigkeit der bei *H* ausströmenden Wetter:

$$1.\quad v_2 = 0{,}479\sqrt{\frac{(t_2 - t)\,h + (t_2 - t_1)\,h_1}{1 + \varkappa\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

und folglich das ausströmende Luftquantum pr. Secunde

$$2.\quad Q_2 = F_2\,v_2,$$

Ferner ist die Geschwindigkeit der Wettern im Grubenbau

$$3.\quad v_1 = \frac{F_2\,v_2}{F_1},$$

sowie die Geschwindigkeit der bei *F* aus dem Wetterofen in den Wetterschacht strömenden heißen Luft:

$$4.\quad v_3 = 0{,}477\sqrt{\frac{(t_3 - t_1)\,h_2 + {v_2}^2}{1 + \varkappa_1}}.$$

Da die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung im Wetterofen hervorgeht, gleich ist der Wärmemenge, welche die Wettern im Wetterschachte in sich aufnehmen, so ist noch

$$F_1\,v_1\,(t_2 - t_1) = F_3\,v_3\,(t_3 - t_1),$$

und daher auch

$$5.\quad v_3 = \frac{F_1\,v_1\,(t_2 - t_1)}{F_3\,(t_3 - t_1)}.$$

Wenn man die Werthe für v_3 aus (4) und (5) einander gleich setzt, so erhält man eine Gleichung zur Bestimmung der Temperatur t_3 im Wetterofen, woraus sich denn erst mittels (4) oder (5) die Geschwindigkeit v_3 und das durch den Wetterofen ziehende Luftquantum

$$Q_3 = F_3\,v_3$$

berechnen läßt.

Endlich ist auch noch der zur Unterhaltung des Feuers im Wetterofen nöthige Brennmaterialaufwand zu ermitteln. Bezeichnet γ die Dichtigkeit der Luft und w die Wärmemenge, welche aus der Verbrennung von 1 Pfund Brennstoff hervorgeht (s. Band II, §. 371), so hat man, da sich die specifische Wärme der Luft ein Viertel setzen läßt, den gesuchten Brennstoffaufwand

$$K = \frac{Q_3\,\gamma\,(t_3 - t_1)}{4\,w} = \frac{Q_2\,\gamma\,(t_2 - t_1)}{4\,w}\ \text{Pfund}.$$

Nach Band I, §. 361, ist, wenn auch nur annähernd,

$$\gamma = \frac{0{,}003059\,.\,b}{1 + 0{,}00367\,t},$$

wobei b den Barometerstand in Pariser Zollen ausdrückt, also für $b = 28$ Zoll,

Digitized by Google

$\gamma = 0{,}086$ Pfund.

Künſtlicher Wetterzug.

Führt man den Werth für v_2 aus (1) in die Gleichung für K ein, ſo erhält man

$$K = 0{,}479\,\frac{F_2\,\gamma\,(t_2 - t_1)}{4\,w}\sqrt{\frac{(t_2 - t)\,h + (t_2 - t_1)\,h_1}{1 + \varkappa\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}}$$

und hiernach läßt ſich folgern, daß es ökonomiſch vortheilhafter iſt, den Wetterzug durch Tieferlegen des Wetterofens als durch Erzeugung einer größeren Wärme zu verſtärken.

Beiſpiel. Es liege die Mündung H des Wetterſchachtes HE, Fig. 817, um $h = 200$ Fuß über der Mündung B des Schachtes, wo die Wettern einziehen; es liege ferner die Ausmündung der Eſſe des Wetterofens um $h_1 = 600$ Fuß unter B und es ſei die ſenkrechte Höhe EF der Eſſe oder des Rauchcanales DF, $h_2 = 60$ Fuß; ferner ſei die Temperatur der äußeren Luft, $t = 15°$, die mittlere Temperatur der Grubenluft, $t_1 = 12°$ und die im oberen Theile des Wetterſchachtes, $t_2 = 20°$; ferner, es ſei der Inhalt des mittleren Querſchnittes des Grubenbaues:

$F_1 = 5 \,.\, 9 = 45$ Quadratfuß,

der Umfang deſſelben

$p_1 = 2\,(5 + 9) = 28$ Fuß,

und die ganze Länge des Grubenbaues:

$l_1 = 10000$ Fuß;

dagegen ſei der mittlere Inhalt vom Querſchnitte der Seitenſtrecken u. ſ. w. für den Wetterofen:

$F_2 = 3 \,.\, 5 = 15$ Quadratfuß,

der Umfang deſſelben

$p_2 = 2\,(3 + 5) = 16$ Quadratfuß,

und die Länge dieſer Strecke:

$l_2 = 300$ Fuß;

endlich ſei der Querſchnitt des Wetterſchachtes:

$F_2 = 6 \,.\, 12 = 72$ Quadratfuß;

man ſoll das Luftquantum Q_2 angeben, welches pr. Secunde durch den Wetterſchacht ausſtrömt, ſowie die nöthige Temperatur der Erwärmungsluft und den erforderlichen Brennſtoffaufwand beſtimmen.

Es iſt

$$(t_2 - t)\,h + (t_2 - t_1)\,h_1 = (20 - 15) \,.\, 200 + (20 - 12) \,.\, 600 = 5800,$$

ferner

$$\varkappa\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = \zeta\,\frac{p_1\,l_1}{4\,F_1}\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2 = 0{,}05 \cdot \frac{28 \,.\, 10000}{4 \,.\, 45}\left(\frac{72}{45}\right)^2 = 199,$$

daher die Geſchwindigkeit, mit welcher die Wettern im Wetterſchacht ausziehen:

$$v_2 = 0{,}479\sqrt{\frac{(t_2 - t)\,h + (t_2 - t_1)\,h_1}{1 + \varkappa\left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}} = 0{,}479\sqrt{\frac{5800}{200}} = 0{,}479\sqrt{29}$$

$= 2{,}58$ Fuß,

und das ausziehende Luftquantum pr. Secunde:

$Q_2 = F_2\,v_2 = 72 \,.\, 2{,}58 = 186$ Cubikfuß.

Ferner iſt die mittlere Geſchwindigkeit, mit welcher die Wettern die Grubenbaue durchziehen:

Künstlicher Wetterzug.

$$v_1 = \frac{Q_2}{F_1} = \frac{186}{45} = 4{,}13 \text{ Fuß}.$$

Für die Geschwindigkeit der Erwärmungsluft ist

$$v_3 = 0{,}479 \sqrt{\frac{(t_3 - t_1) h_2 + v_2^2}{1 + \varkappa_1}} = 0{,}479 \sqrt{\frac{(t_3 - 12) . 60 + v_2^2}{1 + 0{,}05 \cdot \frac{p_3 l_3}{4 F_3}}}$$

$$= 0{,}479 \sqrt{\frac{60 (t_3 - 12) + 6{,}65}{1 + 0{,}05 \cdot \frac{16}{4 . 15} \cdot 300}} = 0{,}479 \sqrt{\frac{60 (t_3 - 12 + 0{,}111)}{5}}$$

$$= 1{,}659 \sqrt{t_3 - 11{,}89}$$

sowie auch

$$v_3 = \frac{F_1 v_1 (t_2 - t_1)}{F_3 (t_3 - t_1)} = \frac{186 . 8}{15 (t_3 - 12)} = \frac{92{,}5}{t_3 - 12},$$

und es folgt nun

$$(t_3 - 12) \sqrt{t_3 - 11{,}89} = \frac{92{,}5}{1{,}659} = 55{,}76,$$

d. i. annähernd

$$(t_3 - 12)^{3/2} = 55{,}76,$$

wonach sich zunächst

$$t_3 = 12 + \sqrt[3]{(55{,}76)^2} = 12 + 14{,}6 = 26{,}6 \text{ Grad},$$

und dann genauer

$$t_3 = 26{,}6 \left(1 - \frac{0{,}111}{3 . 14{,}6}\right) = 26{,}6 - 0{,}1 = 26{,}5 \text{ Grad ergiebt.}$$

Ferner folgt die Geschwindigkeit der erhitzten Wettern im Wetterofen:

$$v_3 = \frac{92{,}5}{26{,}5 - 12} = \frac{92{,}5}{14{,}5} = 6{,}38 \text{ Fuß},$$

und daher das durch den Wetterofen erhitzte Luftquantum pr. Secunde

$$Q_3 = F_3 v_3 = 15 . 6{,}38 = 95{,}7 \text{ Cubikfuß}.$$

Wenn das Pfund Brennstoff bei der Verbrennung im Wetterofen 5000 Calorien giebt, so folgt nun die erforderliche Brennstoffmenge pr. Secunde:

$$K = \frac{Q_3 \gamma (t_3 - t_1)}{4 w} = \frac{95{,}7 . 0{,}085 . 14{,}5}{4 . 5000} = 0{,}00597 \text{ Pfund},$$

und daher stündlich:

$$3600 K = 3600 . ,000597 = 22\tfrac{1}{2} \text{ Pfund}.$$

Anmerkung. Da nach Bd. II, §. 391, die Ausströmungsgeschwindigkeit der Luft durch die Formel

$$v = \sqrt{\frac{\delta (t_1 - t)}{1 + \delta t}} \cdot 2 g h$$

bestimmt wird, so wäre auch hier genauer statt

$$v_2 = \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2} \cdot 2 \delta g} = 0{,}479 \sqrt{\frac{(t_2 - t) h + (t_2 - t_1) h_1}{1 + \varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

$$v_2 = 0{,}479 \sqrt{\frac{\frac{(t_2 - t) h}{1 + \delta t} + \frac{(t_2 - t_1) h_1}{1 + \delta t_1}}{1 + \varkappa \left(\frac{F_2}{F_1}\right)^2}},$$

wo $\delta = 0{,}00367$ ist, zu setzen.

Auch hätte man hiernach das Ausflußquantum reducirt auf die äußere Temperatur: Künstlicher Wetterzug.

$$Q = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_2} Q_2 = \frac{1 + \delta t}{1 + \delta t_2} F_2 v_2$$

zu setzen, sowie überhaupt auf die Abhängigkeit der Dichtigkeit der Luft von der Temperatur mit Rücksicht zu nehmen, z. B. statt

$$F_1 v_1 = F_2 v_2, \text{ zu setzen:}$$

$$\frac{F_1 v_1}{1 + \delta t_1} = \frac{F_2 v_2}{1 + \delta t_2},$$

sowie statt

$$F_2 v_2 (t_2 - t_1) = F_3 v_3 (t_3 - t_1)$$

den Ausdruck

$$\frac{F_2 v_2 (t_2 - t_1)}{1 + \delta t_2} = \frac{F_3 v_3 (t_3 - t_1)}{1 + \delta t_3}$$

in Anwendung zu bringen; da aber bei den gewöhnlichen Werthen für t, t_1, t_2 und t_3, diese Correctionen nur unbedeutend ausfallen, so sind dieselben im Obigen unberücksichtigt geblieben. Für $t = 15^0$ und $t_1 = 12^0$ wäre z. B. $1 + \delta t = 1 + 0{,}00367 \,.\, 15 = 1{,}055$ und $1 + \delta t_1 = 1 + 0{,}00367 \,.\, 12 = 1{,}044$, und daher im letzten Beispiele, die Ausströmungsgeschwindigkeit der Wettern statt $v_2 = 2{,}58$ Fuß,

$$v_2 = 0{,}479 \sqrt{\left(\frac{1000}{1{,}055} + \frac{4800}{1{,}044}\right) : 200} = 0{,}479 \sqrt{27{,}7} = 2{,}53 \text{ Fuß},$$

sowie das ausströmende Luftquantum auf die äußere Temperatur reducirt:

$$Q = \frac{1{,}055}{1{,}0734} \cdot 72 \,.\, 2{,}53 = 178{,}7 \text{ Cubikfuß}$$

zu setzen.

Zweites Kapitel.

Fortbewegung der Luft durch directes Zusammendrücken oder Ausdehnen derselben.

§. 400. Das Ausdehnen oder Zusammendrücken der Luft, wodurch dieselbe in den Stand gesetzt wird, sich fortzubewegen, kann durch eine äußere Kraft entweder mittels eines festen Körpers oder mittels eines flüssigen Körpers, z. B. Wasser, erfolgen. Hiernach giebt es zunächst zwei Hauptsysteme von Gebläsen und Wettermaschinen (franz. machines soufflantes et aspirantes; engl. blast machines, exhausting machines). Die Gebläse des ersten Systemes, bei welchen die indirecte Bewegung der Luft durch einen festen Körper hervorgebracht wird, haben entweder Gebläse und Ventilatoren

1. eine absetzende geradlinige Bewegung, oder
2. eine absetzende Kreisbewegung, oder
3. eine stetige Kreisbewegung,

Digitized by Google

Gebläſe und Ventilatoren.

und ſind entweder ungelidert, oder gelidert, und zwar entweder durch einen feſten Körper, oder durch einen flüſſigen Körper, namentlich Waſſer.

Zu den Gebläſen mit abſetzender oder hin- und hergehender Bewegung ohne Liderung gehören die ſogenannten ledernen Balgen (franz. ſoufflets; engl. bellows), zu ſolchen mit feſter Liderung die hölzernen Balgen, Kaſten- und Cylindergebläſe (franz. pompes soufflantes; engl. cylinder blast engines), und zu ſolchen mit Waſſerliderung der Harzer Wetterſatz, das Baader'ſche Gebläſe, Tonnengebläſe (franz. caisse et tonne soufflante; engl. gasometer bellow and blast barrel) u. ſ. w. Gebläſe oder Ventilatoren des erſten Syſtemes mit ſtetiger Kreisbewegung ſind die von Fabry, von Lemielle u. ſ. w. Während die erſt genannten Gebläſe den Kolbenmaſchinen und gewöhnlichen Pumpen beizuzählen ſind, hat man dieſe als Radmaſchinen oder Rotationspumpen anzuſehen.

Die Gebläſe und Ventilatoren oder Wettermaſchinen des zweiten Syſtemes, welche die Zuſammendrückung und Bewegung der Luft durch Waſſer bewirken, ſind von ſehr verſchiedener Conſtruction; es gehören hierher

1. das Schnecken- und Schraubengebläſe,
2. das Waſſerſäulengebläſe,
3. das Kettengebläſe,
4. das Waſſertrommelgebäſe.

Endlich kann aber auch die Verdichtung und Bewegung der Luft durch die Centrifugalkraft erfolgen, indem dieſelbe im Kreiſe herumgeführt wird. Die Maſchinen, welche auf dieſe Weiſe die Fortbewegung der Luft bewirken, heißen Centrifugalgebläſe oder Centrifugalventilatoren und bilden dem Weſen nach ein beſonderes Gebläſeſyſtem.

Dieſe Maſchinen ſind mit den Centrifugalpumpen (ſ. § 341) und in gewiſſer Beziehung mit den Turbinen zu vergleichen, während die Schnecken- und Schraubengebläſe im Weſentlichen mit den Spiralpumpen (ſ. §. 339 u. ſ. w.) übereinſtimmen, und das Kettengebläſe in der Hauptſache die Einrichtung eines Kolbenrades (ſ. Bd. II, §. 306) hat.

Kolbengebläſe.

§. 401. Die weſentliche Einrichtung und Wirkungsweiſe der Kolbengebläſe iſt bei allen Arten dieſer Maſchinen eine und dieſelbe. Ein an der einen Seite durch einen beweglichen Kolben von der äußeren Luft abgeſchloſſener Raum iſt mit zwei Ventilen verſehen, wovon das eine nach innen und das andere nach außen beweglich iſt; dieſer Raum füllt ſich beim Ausſchieben des Kolbens mit Luft, welche die Atmoſphäre durch das erſte Ventil zupreßt, und es wird die ſo angeſaugte Luft beim darauf erfolgenden Rückgang des Kolbens durch das zweite Ventil in eine nach dem Punkte des Bedarfs führende Röhre gedrückt. Erfolgt das Einſaugen und Ausblaſen der Luft nur auf der einen Seite des Kolbens, ſo hat man es mit

Digitized by Google

einem einfach-wirkenden Kolbengebläse zu thun, wird aber auf beiden Seiten des Kolbens Luft eingesaugt und ausgeblasen, so ist das Kolbengebläse ein doppelt-wirkendes. Kolbengebläse.

Bei den sogenannten Kasten- und Cylindergebläsen (Fig. 818) bewegt sich der Kolben AB in einem Kasten oder Cylinder $CDEF$ und ist an seinem Umfange, zur Herstellung eines luftdichten Abschlusses, mit einem elastischen Liderungsringe versehen; bei den ledernen Kastenbalgen (Fig. 819)

Fig. 818.

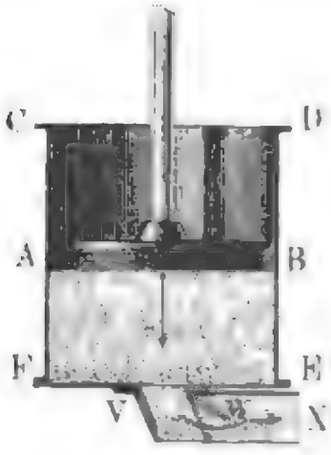
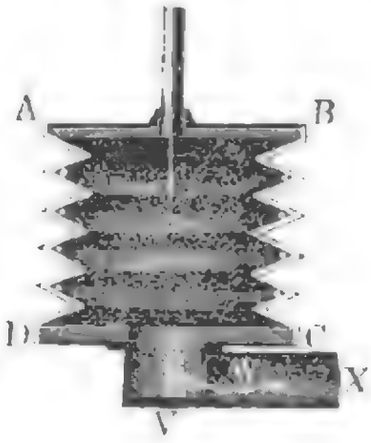


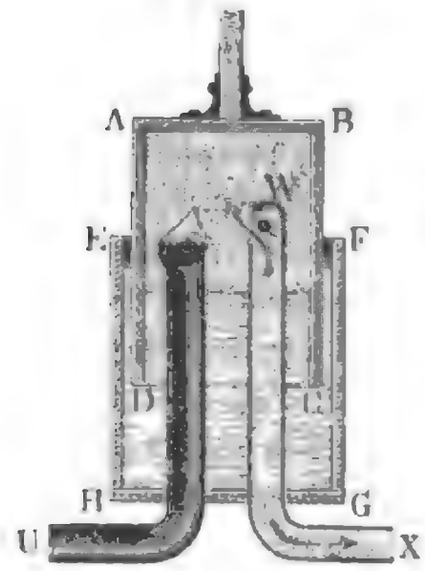
Fig. 819.



ist dagegen der Kolben AB durch einen in Falten gelegten Ledermantel $ABCD$ mit dem Boden CD, worin der Ventilkasten mit den Ventilen V und W einmündet, verbunden. Es erfolgt hier die abwechselnde Vergrößerung und Verkleinerung des abgeschlossenen Raumes durch Auseinanderziehen und Zusammenlegen der Falten des Mantels, und fällt also die Liderung ganz weg.

Bei dem Harzer Wettersatz und dem Baader'schen Gebläse (Fig. 820) ist der Kolben AB mit dem bodenlosen Kasten $ABCD$ fest verbunden, und wird der luftdichte Abschluß durch Wasser bewirkt, welches den Kasten von unten umgiebt. Um das Wasser von den Ventilen V und W entfernt zu halten, führt man die Luft mittels Röhren UV und WX zu und ab.

Fig. 820.



Anstatt den Kolben in gerader Linie hin- und her- oder auf- und niederzubewegen, kann man demselben auch eine absetzende Kreisbewegung geben. Dadurch geht das gewöhnliche Kastengebläse in einen sogenannten hölzernen Spitzbalgen, der lederne Kastenbalgen in einen ledernen Spitzbalgen und der Harzer Wettersatz in ein Tonnengebläse über.

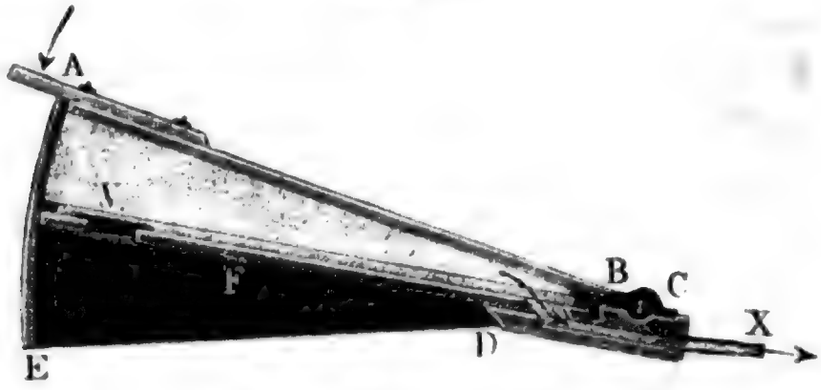
Der hölzerne Balgen $ABDE$, Fig. 821 (a. f. S.), besteht aus einem

Digitized by Google

Kolbengebläse.

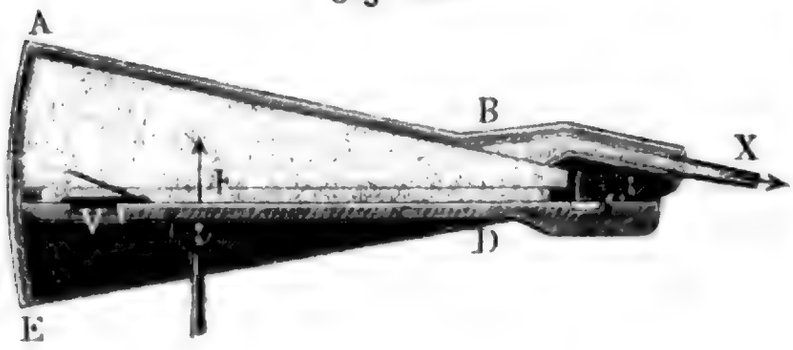
Kasten mit trapezoidalem Querschnitt, und aus einem gleich geformten Kolben. In der Regel ist der Kolben *F* fest und es dreht sich der Kasten um eine auf dem Kolben gelagerte horizontale Axe *C*; bei dem sogenannten

Fig. 821.



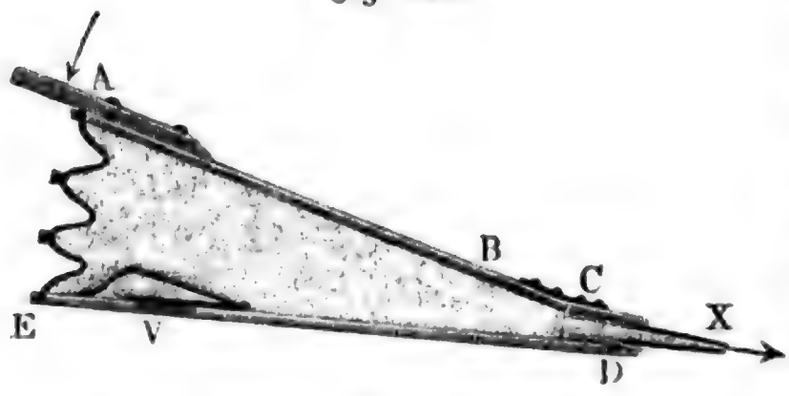
Widholmgebläse in Fig. 822 ist dagegen, wie bei anderen Gebläsen, der Kasten fest, und es dreht sich der Kolben *F* um eine mit dem Kasten fest verbundene horizontale Axe *C*. Bei beiden ist *V* das Saugventil und *X* die eiserne Düse (franz. buse; engl. nozzle), welche den Wind in den Feuer- oder Schmelzraum führt.

Fig. 822.



Der lederne Spitzbalgen *ABCD*, Fig. 823, hat ebenfalls einen trapezoidalen, um eine horizontale Axe *C* drehbaren Kolben und umschließt mit seinem in Falten gelegten Ledermantel einen im Ganzen obeliskenförmigen Raum. Das Einsaugen der Luft erfolgt bei den Spitzbalgen stets durch Ventile *V* im trapezoidalen Boden oder Kolben des Gebläses, wogegen das Ausblasen durch die an dem fest liegenden Kopf *CD* desselben angesteckte Düse *X* vor sich geht. Man giebt diesen Gebläsen nur deshalb eine nach dem Balgenkopfe zu allmälig abnehmende Breite, um eine kürzere Drehungsaxe, ein leichteres luftdichtes Abschließen und einen kleineren schädlichen Raum zu erhalten.

Fig 823.



Wie die Schwingungsbewegung auch bei dem Wettersatz in Anwen-

Digitized by Google

dung zu bringen ist, führt die Abbildung in Fig. 824 vor Augen; der obeliskenförmige um die Axe C schwingende Raum $ABDE$ ist auch hier von unten durch Wasser abgeschlossen, saugt bei seinem Aufgange die Luft durch das Rohr UV an, und bläst dieselbe bei seinem Niedergange durch das Rohr WX fort. Wenn man zwei schwingende Gefäße zu einem Ganzen verbindet, oder ein solches Gefäß durch eine Scheidewand in zwei Abtheilungen bringt, und das absperrende Wasser im Gefäße einschließt, so erhält man ein doppelt-wirkendes Gebläse mit Wasserliderung, welches unter dem Namen »Tonnengebläse« bekannt ist. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Gebläses ist aus den Abbildungen in Fig. 825, I. und II., zu ersehen. Das Faß ADE ist durch die Zunge AB in zwei Abtheilungen getheilt und zur Hälfte mit Wasser angefüllt; zu beiden Seiten der Zunge, und zwar da, wo dieselbe an dem Mantel festsitzt, sind zwei Paar Ventile angebracht, wovon sich das eine nach innen und das andere nach außen öffnet. Die Mündungen der letzteren stehen mit dem Knierohre WX in Verbindung, welches sich mittels eines Gewindes GG an die Fortleitungsröhre Y anschließt. Wird nun dieses Faß durch einen Kurbelmechanismus um die Axe CC in eine schwingende Bewegung gesetzt, so saugt es bei jedem Ausschlag in der einen Abtheilung Luft durch das Saugventil V ein und drückt aus der anderen Abtheilung die vorher eingesaugte Luft durch das Ventil W in die Windleitung.

Kolbengebläse.

Fig. 824.

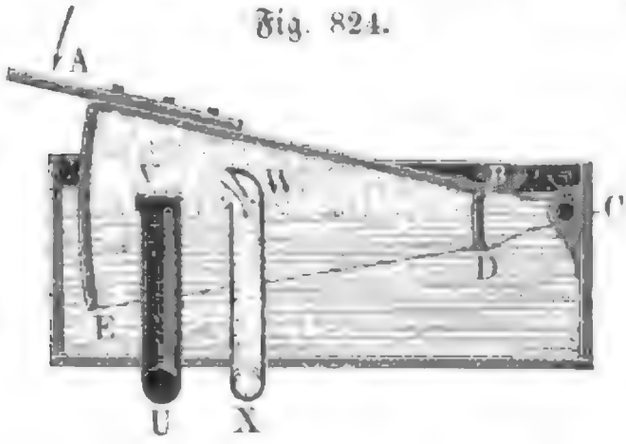
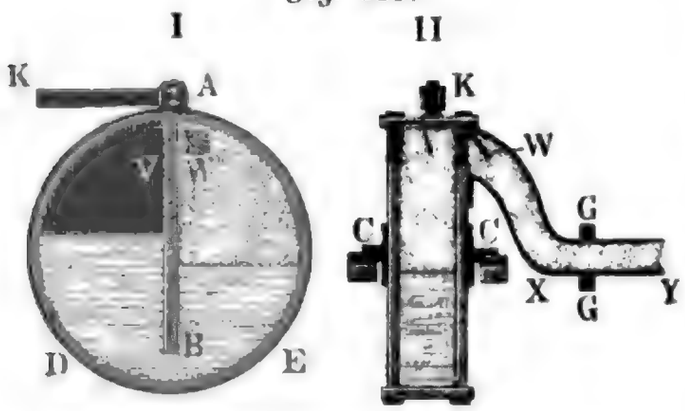


Fig. 825.



§. 402. Da sich die Ventile eines Gebläses nur in Folge eines Ueberdruckes der Luft auf der einen Seite derselben und folglich nicht eher eröffnen, als bis der Gebläsekolben schon einen Theil seines Weges zurückgelegt hat, so giebt selbst ein doppelt-wirkendes Kolbengebälse nicht den für einen Schmelzproceß nöthigen stetigen Luftstrom. Um denselben zu erhalten, ist es nöthig, mehrere einfache Kolbengebläse in Anwendung zu bringen, welche den Wind in ein gemeinschaftliches Reservoir drücken, aus dem derselbe

Windregulatoren.

Digitized by Google

Windregulatoren.

durch ein einziges Rohr abgeführt wird. Dieses Reservoir, der sogenannte Windregulator (franz. régulateur du vent; engl. receiver, regulator of blast), hat entweder ein veränderliches oder ein unveränderliches Volumen. Im zweiten Falle besteht er meist aus einem großen kugel- oder dampfkesselförmigen Behälter, dessen Inhalt gegen 50mal so groß ist, als die pr. Secunde gelieferte Windmenge; jedoch hat man dazu auch unterirdische, von festem Gestein oder von Mauern umgebene Räume benutzt. Auf der Hütte L'Horme im Ardèche-Departement befindet sich z. B. ein in Form eines liegenden Halbcylinders von $2^1/_2$ Meter Durchmesser aufgemauerter und mit einer dicken Cementschicht umgebener Windregulator (s. Bulletin de la Soc. de l'Industr. min. I.) Im ersteren Falle ist er entweder von oben durch einen belasteten Kolben, oder von unten durch Wasser abgesperrt.

Der Kolbenregulator hat im Wesentlichen die Einrichtung eines einfachen Kolbengebläses ohne Ventile; er ist, wie dieses, entweder durch einen elastischen Ring gelidert, oder hat statt der Liderung einen elastischen Ledermantel, oder es wird der luftdichte Abschluß desselben durch eine stehende Wassersäule bewirkt. Bei dem eigentlichen Wasserregulator findet zwar diese Absperrung durch Wasser ebenfalls statt, aber es ist hier der bewegliche Kolben oder Kasten durch einen feststehenden Behälter ersetzt.

Ein ballonförmiger Windregulator ABC mit unveränderlichem Fassungsraum ist in Fig. 826 abgebildet. Derselbe ist aus Blechtafeln von $2^1/_2$ Linien Dicke zusammengenietet, und hat einen Durchmesser von $24^3/_4$ Fuß. Er ruht auf einem hohlen gußeisernen Sockel C, in welchen die $3^3/_4$ Fuß weite ebenfalls aus Eisenblech zusammengesetzte Windleitung einmündet, welche den Wind nach sechs Hohöfen (in Decazeville) führt. Zwei Gebläse schicken den Wind mittels zweier gußeisernen Röhren wie A, von je 3 Fuß Weite, in den Regulator. Um einen übermäßigen Druck zu verhindern, ist an der höchsten Stelle des Regulators noch ein Sicherheitsventil B von 13 Zoll Durchmesser angebracht, welches durch runde Eisenplatten direct belastet wird.

Die Einrichtung eines Kolbenregulators (Trockenregulators) führt der verticale Durchschnitt C in Fig. 827 vor Augen. Derselbe steht durch das Rohr AB mit der Windleitung A in Verbindung, und wird durch einen geliderten Kolben DD abgeschlossen, welcher durch Eisenplatten, wie G, belastet, und dessen Kolbenstange EF mit einem Querhaupte HH, welches die Leitungsstangen HL, HL ergreift, versehen ist. Um bei starkem Zuströmen das Herauswerfen des Kolbens aus dem Cylinder zu verhindern, schließt man das Drosselventil B im Communicationsrohr AB mittels eines (größtentheils verdeckten) Sectors O und einer durch ein kleines Gewicht Q gespannten Kette OK an einen Hebel an, welcher mittels eines Stiftes K von oben in den Cylinderraum hineingreift. Wenn sich der

Digitized by Google

Kolben dem oberen Rande des Cylinders ſehr nähert, ſo ſtößt er an den Stift K und hebt denſelben empor, womit nun auch ein Aufziehen der Kette KO ſowie ein Zudrehen der Drehklappe B und folglich auch eine Verminderung der Preſſung in C verbunden iſt. Denſelben Zweck erreicht man aber auch

Windregulatoren.

Fig. 826.

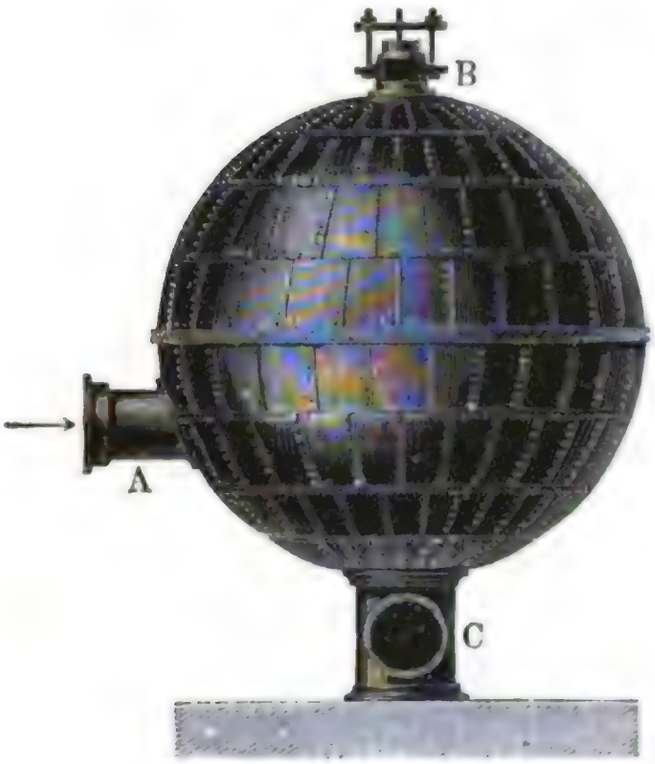


Fig. 827.

durch ein Sicherheitsventil, welches den Wind bei übermäßiger Anhäufung in C in die freie Luft läßt. Ein ſolcher Trockenregulator mit ſchwebenden Kolben (franz. piston flottant; engl. floatig piston) erhält mindeſtens doppelt ſo viel Faſſungsraum als der Gebläſecylinder, aus welchem der Wind herbeiſtrömt. Auf der Eiſenhütte zu Creuſot in Frankreich werden vier Hohöfen durch ein Gebläſe von 100 Pferdekräften mit Wind verſorgt, deſſen Preſſung durch zwei Trockenregulatoren, ähnlich wie Fig. 827, von je $8^2/_3$ Fuß Durchmeſſer und 9 Fuß Hub, regulirt wird.

Der beweglichſte und deshalb auch der vollkommenſte Windregulator iſt der Kolbenregulator mit Waſſerabſperrung oder mit ſchwimmender Glocke (franz. cloche flottante; engl. floating bell). Die Conſtruction deſſelben iſt aus dem verticalen Durchſchnitt in Fig. 828 (a. f. S.) zu erſehen. Der Behälter C communicirt durch die ein Droſſelventil enthaltende Röhre B mit der Windleitung A und ſteht in einem weiteren Behälter DD; ein drittes Reſervoir, die Glocke $EFFE$, ſteht umgekehrt in dem mit Waſſer angefüllten Raume zwiſchen den erſten Behältern und iſt mittels der Ohren $F\,F$ an einer Stangenleitung $GH\;GH$ in verticaler Richtung beweglich.

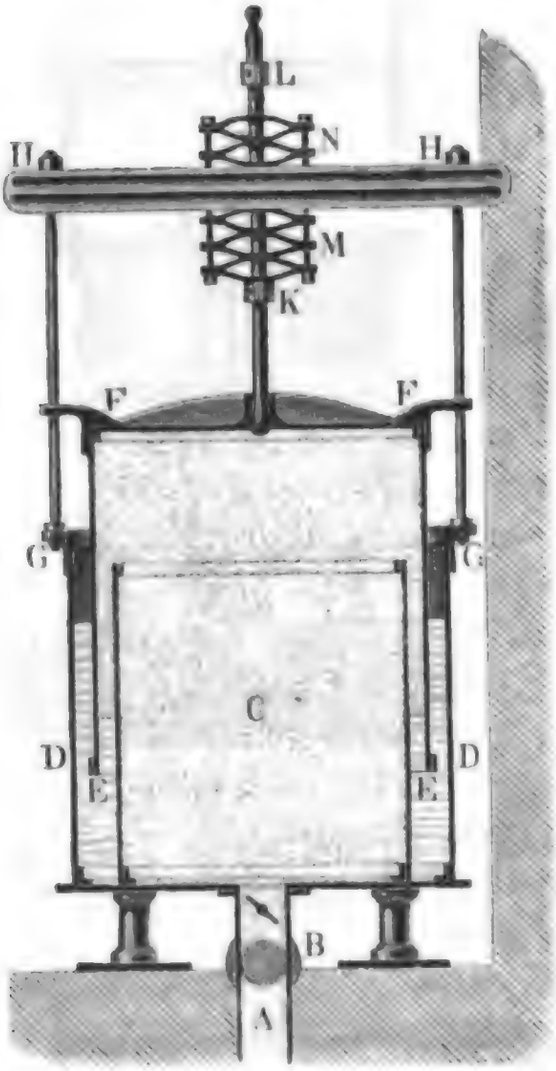
In Folge der Windpreſſung in dem abgeſperten Raume $EFFE$ ſteigt

Digitized by Google

Wind-regulatoren.

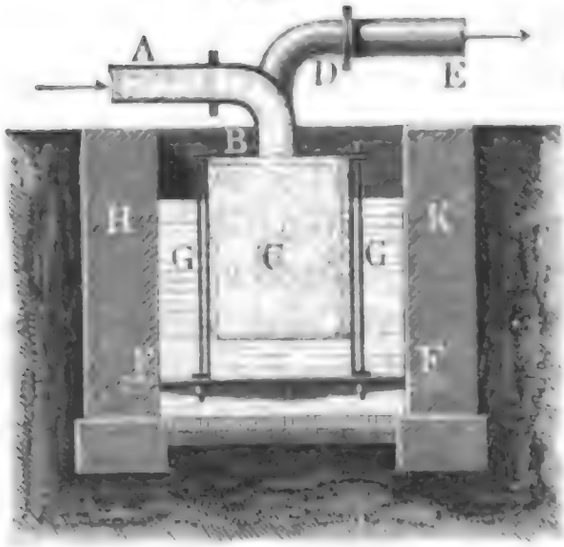
die Glocke bis zu einer gewiſſen Höhe empor und hält durch ihr Gewicht dem Ueberdruck des eingeſchloſſenen Windes über den der Atmoſpäre das Gleichgewicht. Damit aber die Glocke weder zu hoch ſteige, noch zu tief herabſinke und nach Befinden auf dem Boden von *D D* aufſtoße, wird deſſen Spiel durch die Federn *M* und *N* begrenzt, welche auf dem Balken *HH* befeſtigt ſind, und gegen welche die eine oder die andere der auf der Kolben- oder Glockenſtange befeſtigten Knaggen *K* und *L* ſtößt. Um den Gang der Gebläſemaſchine zu reguliren, kann man endlich noch einen Sperrklinken- oder ähnlich wirkenden Mechanismus anbringen, mittels welchen das Schutzbrett oder die Dampfklappe u. ſ. w. durch die Kolbenſtange in Bewegung geſetzt wird (vergl. §. 201). Man macht den Faſſungsraum eines ſolchen Windregulators nur $1^1/_2$mal ſo groß als den des Gebläſecylinderraumes.

Fig. 828.



Der einfache Waſſerregulator in Fig. 829 beſteht aus einem umgekehrten, aus Eiſenblech oder gußeiſernen Platten zuſammengeſetzten Kaſten *C*, welcher das Innere eines ausgemauerten Baſſins *HKFF* einnimmt, von gußeiſernen Querbalken getragen und unten von dem Waſſer, welches das Baſſin größtentheils ausfüllt, abgeſperrt wird. Dieſem Kaſten wird der Wind durch das Rohr *AB* zugeführt, wogegen das weiter hinten einmündende Rohr *DE* den Wind nach dem Punkte des Bedarfs führt. Auch iſt zwiſchen beiden Röhren ein in der Abbildung nicht ſichtbares Sicherheitsventil angebracht. Man macht den Faſſungsraum dieſer Regulatoren 4- bis 5mal ſo groß als den des Gebläſecylinders.

Fig. 829.

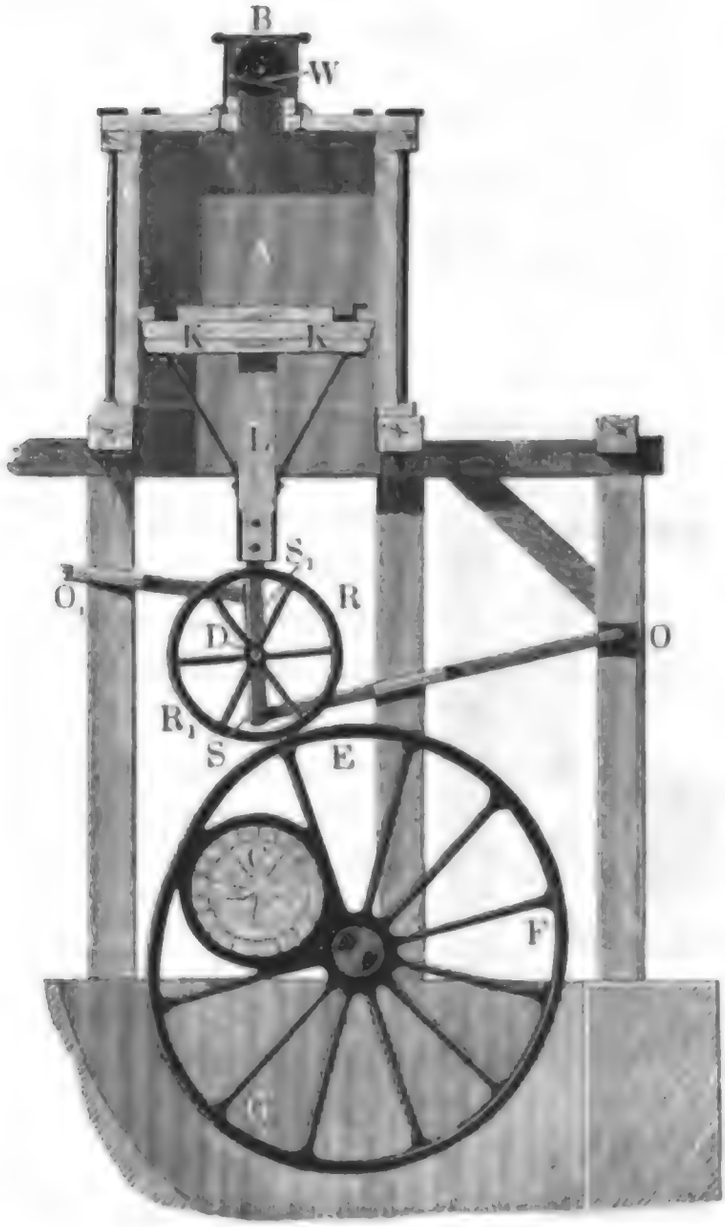


Digitized by Google

§. 403. Die Kastengebläse haben in der Regel einen quadratischen Querschnitt und daher auch einen quadratischen Kolben. Man läßt dieselben meist nur einfach wirken, und hat nun entweder sogenannte stehende oder hängende Kastengebläse, je nachdem die Oeffnung des Gebläsekastens nach oben oder nach unten gerichtet ist. Da die Kastengebläse von den in der Regel doppelt-wirkenden Cylindergebläsen größtentheils verdrängt worden sind, so möge hier nur der in ihrer Art vorzüglichen Kastengebläse von Gerstner gedacht werden. Diese Gebläse gehören zu den hängenden Kastengebläsen, wo der Kolben von unten in den Kasten tritt, wo die Saugventile in dem Kolben selbst sitzen, und der durch den Aufgang des Kolbens erzeugte Wind durch eine Oeffnung im Deckel in die Windleitung tritt. In Fig. 830 ist der verticale Durchschnitt eines solchen Kastengebläses abgebildet. Es ist *A* der aus starken Holzbohlen zusammengesetzte, durch Schraubenbolzen zusammengehaltene und inwendig glatt abgehobelte oder mit einem glatt abgehobelten Futter von Espen-, Linden- oder Erlenholz bekleidete Gebläsekasten; ferner *KK* der mit zwei (hier nicht sichtbaren) Saugventilen versehene Gebläsekolben, und *W* das in der Windleitung *B* befindliche Druckventil. Das Ende *D* der Kolbenstange *LD* ist mit einem Frictionsrade RR_1 und mit einem Gelenke SS_1 versehen, welches die um O, O_1 drehbaren Gegenlenker SO, S_1O_1 (s. §. 123 u. f. w.) mit einander verbindet. Das auf der umlaufenden Welle *C* sitzende Excentrik oder die Herzscheibe *EFG* (s. §. 83) hebt

Kastengebläse.

Fig. 830.

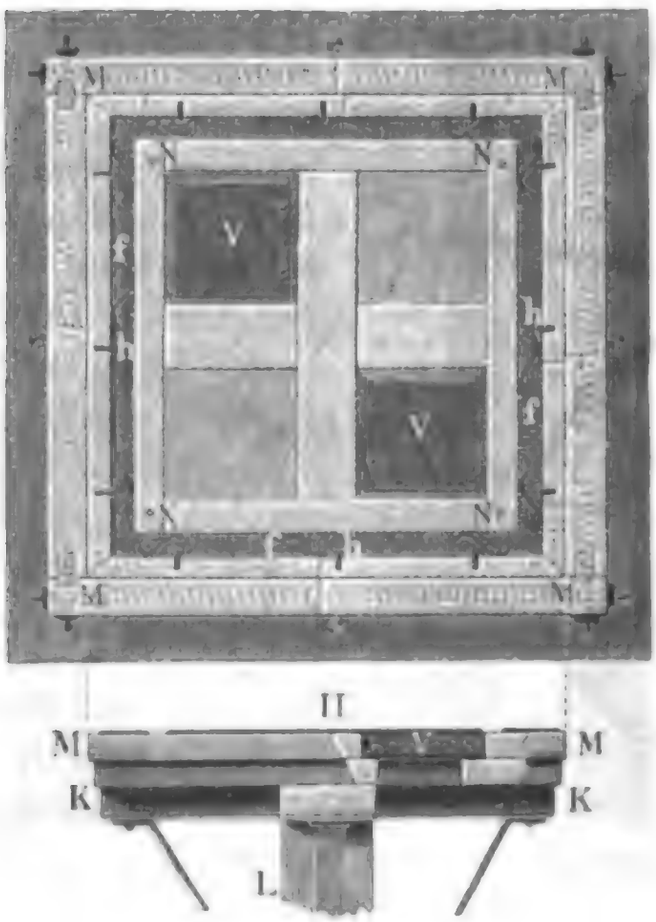


Digitized by Google

Kaſtengebläſe. bei jeder Umdrehung den Kolben mittels des Frictionsrades u. ſ. w. ein Mal empor und läßt denſelben allmälig auch wieder nieder, ſo daß er folglich hierbei ein vollſtändiges Spiel macht. Um auch ohne Regulator einen möglichſt gleichmäßigen Windſtrom zu erhalten, verbindet man drei ſolche Gebläſe durch eine gemeinſchaftliche Windleitung und giebt den excentriſchen Scheiben eine ſolche Form und Stellung, daß die Summe der aufwärtsgehenden Kolbenwege von allen drei Gebläſen in gleichen Zeiten ſtets dieſelbe iſt. Da jedoch die Luft am Anfange des Kolbenaufganges nur zuſammengedrückt wird, und erſt nach Zurücklegung eines gewiſſen Kolbenweges das Druckventil aufſtößt und in die Leitung übergeht, ſo giebt dieſes Gebläſe bei der angegebenen Anordnung noch immer keinen conſtanten Windſtrom (ſ. v. Gerſtner's Mechanik, Bd. 3). Da die Bewegung der Gebläſekolben mittels Krummzapfen jedoch einfacher und mechaniſch vollkommener iſt, ſo muß man einer Gebläſemaſchine mit vier einfachen Gebläſekaſten und einfacher Krummzapfenbewegung (ſ. §. 123) den Vorzug geben.

Was die Liderung eines ſolchen Kaſtengebläſes anlangt, ſo beſteht dieſelbe in einem aus $2^1/_2$ Zoll hohen und 2 Zoll breiten glatt abgehobelten Holzleiſten zuſammengeſetzten Vierecke, welches durch Federn gegen die Kaſtenwände angedrückt wird. Dieſes Viereck *M M*, Fig. 831, I. und II, kommt in den ringförmigen Raum zu liegen, welcher von unten durch den aus Bohlen zuſammengeleimten Kolben *K K*, und von innen durch einen auf dem letzteren befeſtigten Holzrahmen *N N*... begrenzt wird. Uebrigens ſind dieſe Leiſten an den Enden loſe über einandergeblattet und werden durch die Haken *h*, *h*... locker auf die Kolbenfläche aufgedrückt. Die Federn *f*, *f*... liegen in dem Raume zwiſchen *M M*... und *N N*... und ſind, wie die Haken, auf *K K* aufgenagelt. Zur Verminderung der Reibung werden die inneren Flächen des Gebläſekaſtens mit Seife oder Inſelt eingeſchmiert, oder beſſer mit in kochendem Leimwaſſer aufgelöſtem Graphit über-

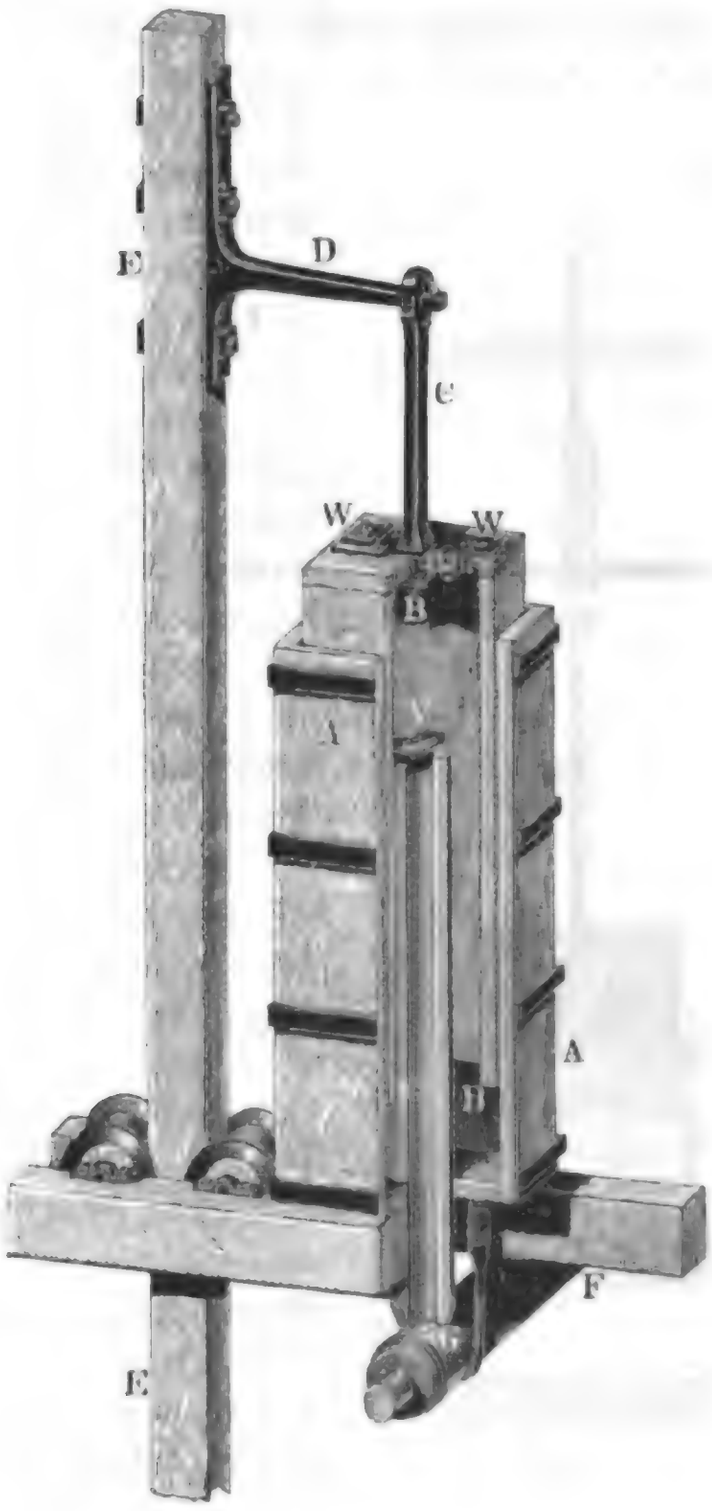
Fig. 831.



ſtrichen. Zum Einſaugen der Luft dienen zwei quadratiſche Ventilöffnungen *V*, *V* im Kolben, welche inwendig mit einem Saum von Hammelfell bekleidet und durch Ventile aus Holz oder Eiſenblech bedeckt werden. Kaſtengebläſe.

§. 404. Der in Fig. 832 abgebildete (zum vierten Theil aufgeſchnittene) Harzer Wetterſatz hat mit dem hängenden Kaſtengebläſe die meiſte Aehnlichkeit. Derſelbe beſteht aus dem feſtſtehenden, oben offenen Kaſten *AA* und aus dem unten offenen Kaſten *BB*, welcher mittels der Eiſenſtange *C* und des Armes *D* an ein auf- und niedergehendes Geſtänge *EE* angeſchloſſen iſt. Eine in das Innere des Kaſtens *BB* führende Röhre *FGV* wird von oben durch ein Saugventil *V* ſowie der Deckel dieſes Kaſtens durch zwei Ausblaſeventile *W*, *W* bedeckt, endlich iſt der Kaſten *AA* zum Theil mit Waſſer angefüllt, welches die untere Mündung des Kaſtens *BB* abſperrt. Wetterſatz.

Fig. 832.



Bei dieſer Einrichtung dient der Harzer Wetterſatz dazu, mittels der Röhre *FGV* die verdorbenen Grubenwettern anzuſaugen und durch die Ventile *W*, *W* in die freie Luft zu ſchicken.

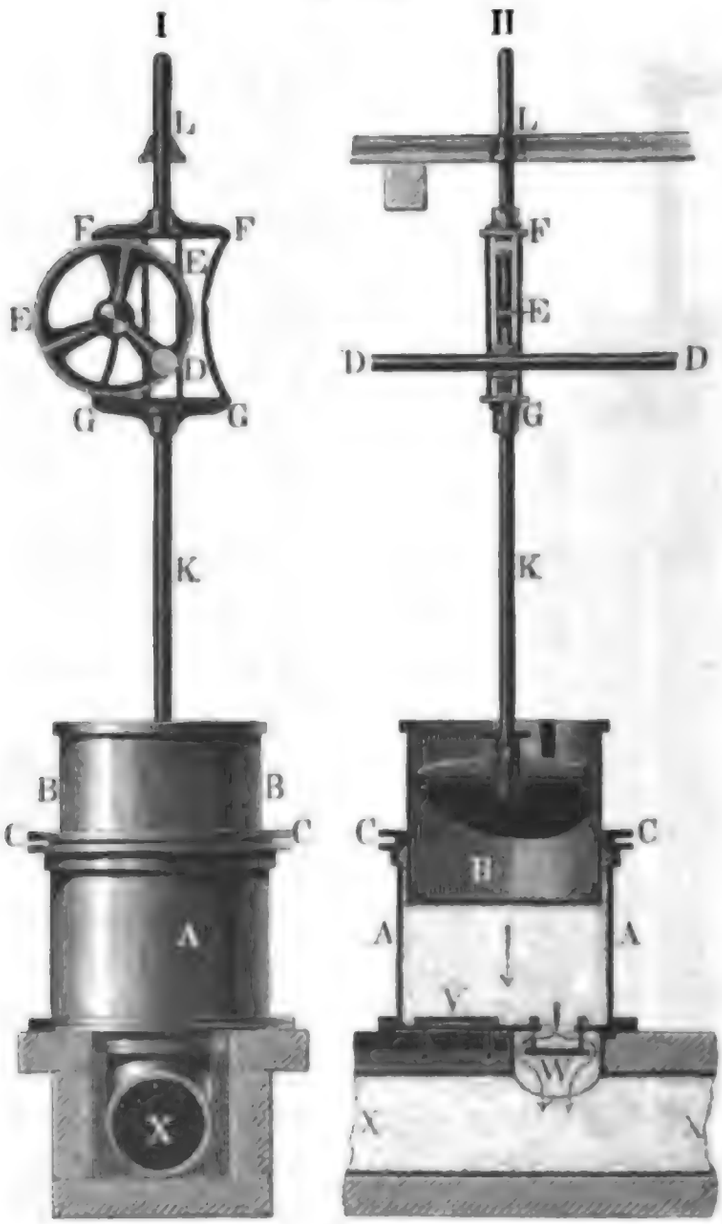
Bei den hölzernen Balgen (Fig. 821 und 822) hat das gefederte Leiſtenviereck, dem Kaſtenquerſchnitt entſprechend, eine trapezoidale Form.

Digitized by Google

Glocken-gebläſe.

Die einfach-wirkenden Cylindergebläſe ſind in neuerer Zeit durch den Bergingenieur Fouriet wieder in Aufnahme gekommen (ſ. Annales des Mines, 5. Série, T. XI, auch Polytechn. Centralblatt 1858). Die Fouriet'ſchen Gebläſe haben hohle Taucherkolben und ſind deshalb mit den ſogenannten Mönchspumpen (ſ. §. 360) zu vergleichen und beſitzen daher auch die Vorzüge dieſer Pumpen, wounter beſonders der beachtungswerth iſt, daß ſich hier die luftdichte Abliderung leichter beaufſichtigen und herſtellen läßt als bei anderen Gebläſen, wo die Liderung auf dem Kolben feſtſitzt. Die Einrichtung, Bewegungs- und Wirkungsweiſe eines ſolchen Gebläſes iſt aus Fig. 833, I. und II., zu erſehen, wo I. die äußere Anſicht von vorn und II. einen ſenkrechten Durchſchnitt von der Seite darſtellt. Es iſt *A A* der gußeiſerne Gebläſecylinder, *B B* der hohle und äußerlich abgedrehte Taucherkolben und *CC* die einen ringförmigen Lederſtulp enthaltende und auf einer Flantſche des Cylinders *A A* zu befeſtigende Stopfbüchſe. In dem Boden dieſes Cylinders ſind zwei Ventile *V* und *W* angebracht, wovon ſich das eine beim Einſaugen der Luft nach innen und das andere beim Einblaſen der Luft in die Windleitung *XX* nach unten öffnet. Die auf- und niedergehende Bewegung des Kolbens *B B* erfolgt durch ein Kreisexcentrik *D E E*, welches auf einer umlaufenden Welle *D D* feſtſitzt. Zu dieſem Zwecke iſt die Kolbenſtange *K L* durch einen doppelten Rahmen unterbrochen, welcher ſowohl die Welle *D D* als auch das Excentrik

Fig. 833.



Digitized by Google

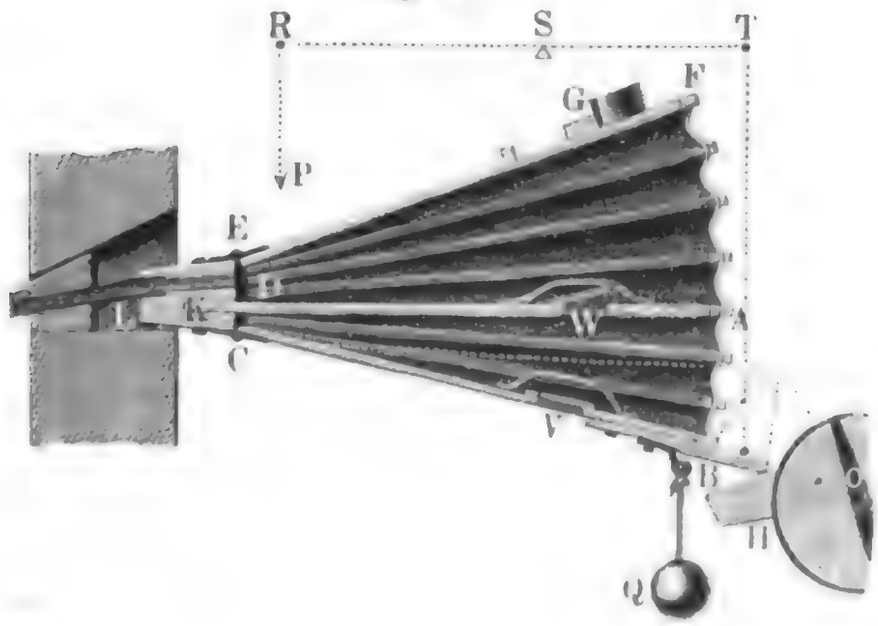
EE umfaßt, und mittels der horizontalen Gleitſchienen *FF* und *GG* vom Excentrik auf- und niedergeſchoben wird. Glocken-gebläſe.

Um einen möglichſt gleichförmigen Windſtrom zu erhalten, läßt man die ganze Gebläſemaſchine aus drei oder vier ſolchen einfach-wirkenden Gebläſen beſtehen und ſetzt dieſe durch eine gemeinſchaftliche Welle in Bewegung, und um die letztere nicht kröpfen zu müſſen, wendet man ſtatt der Krummzapfen die allerdings mehr Reibung gebenden Excentriks an (ſ. §. 87). Bei den ausgeführten Maſchinen (z. B. die in Haraucourt, welche aus 6 Cylindern beſteht) hat ein Gebläſecylinder 0,64 Meter Weite und 0,50 Meter Hub, und iſt die Anzahl der Spiele pr. Minute 40 bis 60. Die größere Anzahl der Gebläſecylinder gewährt noch den großen Vortheil, daß der Hohofen-prozeß ungeſtört fortgehen kann, wenn eine Reparatur an einem derſelben nöthig wird, welches natürlich nicht möglich iſt, wenn die ganze Gebläſema-ſchine nur aus zwei oder gar aus einem doppelt-wirkenden Gebläſecylinder beſteht.

§. 405. Die ledernen Balgen werden vorzüglich bei den Schmiede- und kleineren Wärmefeuern in Anwendung gebracht, ſie ſind in der Regel ein-fach-wirkend, jedoch mit einem ebenfalls ledernen Windregulator ver-ſehen. Zuweilen werden auch doppelt-wirkende Lederbalgen angewendet. Lederne Balgen.

Die weſentliche Einrichtung eines einfach-wirkenden ledernen Spitz-balgens mit Windregulator iſt aus dem in Fig. 834 abgebildeten Durchſchnitt deſſelben zu erſehen. Es iſt *ABCD* das eigentliche Gebläſe mit dem feſtliegenden Deckel *AD* und dem beweglichen Boden oder Kolben *BC*,

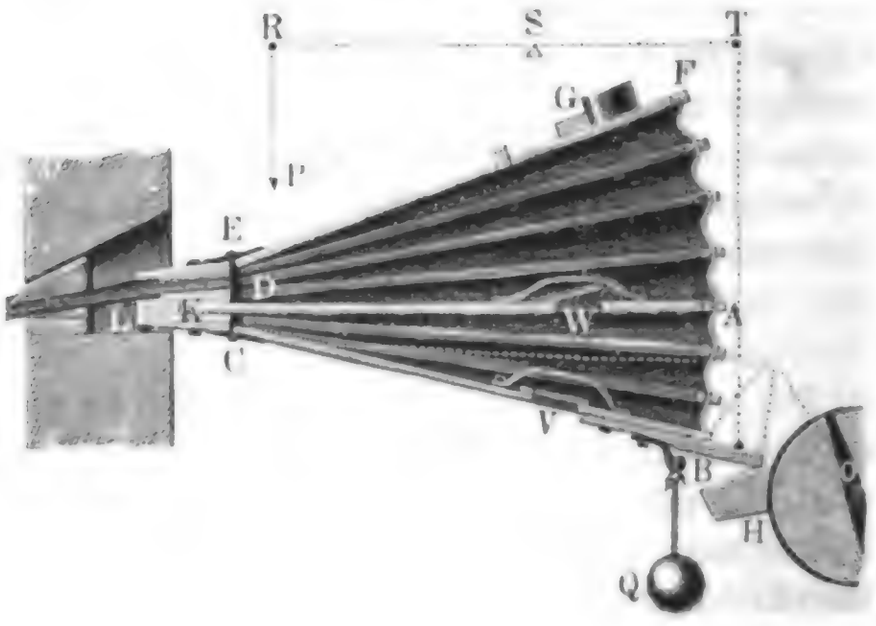
Fig. 834.



Lederne Balgen.

dagegen *ADEF* der Windregulator mit dem durch ein Gewicht *G* belaſteten Deckel *EF*. Sowohl *AC* als auch *EF* ſind durch Scharniere mit dem hölzernen Balgenkopfe *CEK* verbunden, welcher mit eiſernen Ringen umgeben iſt, und das Loch enthält, wodurch der Regulatorraum mit der ſchmiedeeiſernen Düſe oder Deupe *L* verbunden wird. Der Gebläſeraum wird durch einen Mantel von gut gegerbtem Rindsleder umſchloſſen, welcher mit

Fig. 834.



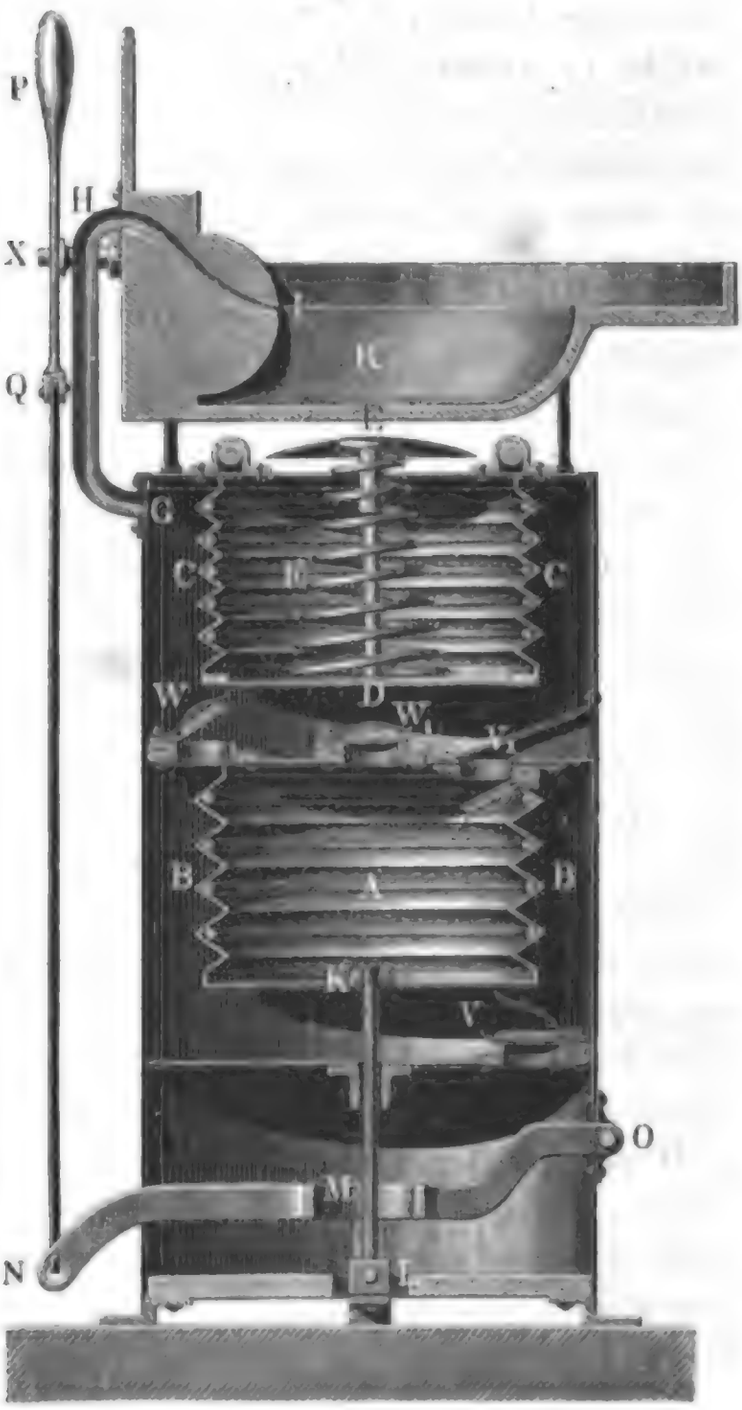
den drei Böden oder Deckeln und mit dem Balgenkopfe durch aufgenagelte Holzleiſten und Lederſtreifen feſt und luftdicht verbunden wird. In dem Kolben oder Boden *BC* des Balgens befindet ſich das Saugventil *V*, ſowie in dem Scheider *AD* das Blaſeventil *W*. Beide Ventile beſtehen aus $^1/_2$ bis 1 Zoll dicken Holzbrettchen, ſind mittels Riemen an der einen Seite auf der Ventilwand aufgenagelt, und überdecken die circa einen Quadratfuß einnehmende Ventilöffnung ringsherum mit einem 1 Zoll breiten Anſchlag, welcher mit Streifen von einem dichtwolligen Schaffelle bekleidet wird. Um das zu weite Aufſchlagen der Ventile zu verhindern, iſt noch ein Riemen locker über denſelben geſpannt. Damit ſich der Ledermantel des Balgens in regelmäßige Falten lege, umgiebt man denſelben noch mit einigen Leiſten oder Rahmen oder ſpannt denſelben durch innere Reifen aus.

Die Art und Weiſe, wie dieſe Lederbalgen bewegt werden, iſt ſehr mannigfaltig. Kleinere Balgen für Schmiedefeuer u. ſ. w. werden mittels eines Hebels entweder durch die Hand oder durch den Fuß bewegt, größere Balgen für Friſchfeuer u. ſ. w. mittels Daumen oder Heblingen auf einer umlaufenden Waſſerradwelle. Den letzteren Mechanismus führt Fig. 834 vor Augen. Die auf der Welle *O* ſitzenden Heblinge oder ſogenannten

Wellenfüße *H*, *H* (§. 85) heben den Gebläſekolben *C B* mittels des Däumlings *B* empor, wobei derſelbe den Wind durch die Ventilöffnung *W* hindurch in den Regulator *F D* drückt; und nachdem der Hebling den Däumling verlaſſen hat, zieht das angehangene Gewicht *Q* den Kolben *B C* wieder abwärts, wobei natürlich durch das Ventil *V* neue Luft in den Gebläſeraum angeſaugt wird. Bei einem Handbalgen iſt der Daumen *B* durch eine Kette mit dem Hebel *R S T* verbunden, welcher mittels einer Zugſtange oder Kette *P R* in Bewegung geſetzt wird. Lederbalgen.

Ein doppelt-wirkender Lederbalgen mit Windregulator für ein transportables Schmiedefeuer, von den Gebrüdern Enfer in Paris (ſ. Le Génie industrielle, par Armengaud Frères, Tom. XII, Nr. 70) iſt in Fig. 835, und zwar im verticalen Durchſchnitt ($^1/_{10}$ der natürl. Größe) dargeſtellt. Das eigentliche Gebläſe *A* iſt von einem cylindriſchen Blechgefäße *B B* umſchloſſen, welches mit der äußeren Luft durch das Saugventil *V* und mit dem Regulator *C C* durch das Blaſeventil *W* communicirt, während der Gebläſeraum *A* mit der äußeren Luft durch das Ventil V_1 und mit dem Regulator *C C* durch das Blaſeventil W_1 in Verbindung ſteht. Wird nun der Gebläſekolben *K* auf- und niederbewegt, ſo ſaugen die Ventile *V* und V_1 abwechſelnd Luft in die Räume *B B* und *A* ein, und es blaſen die Ventile *W* und W_1 dieſelbe in den Regulator *C C*. Endlich führt das gekröpfte

Fig. 835.



Digitized by Google

Lederne Balgen.

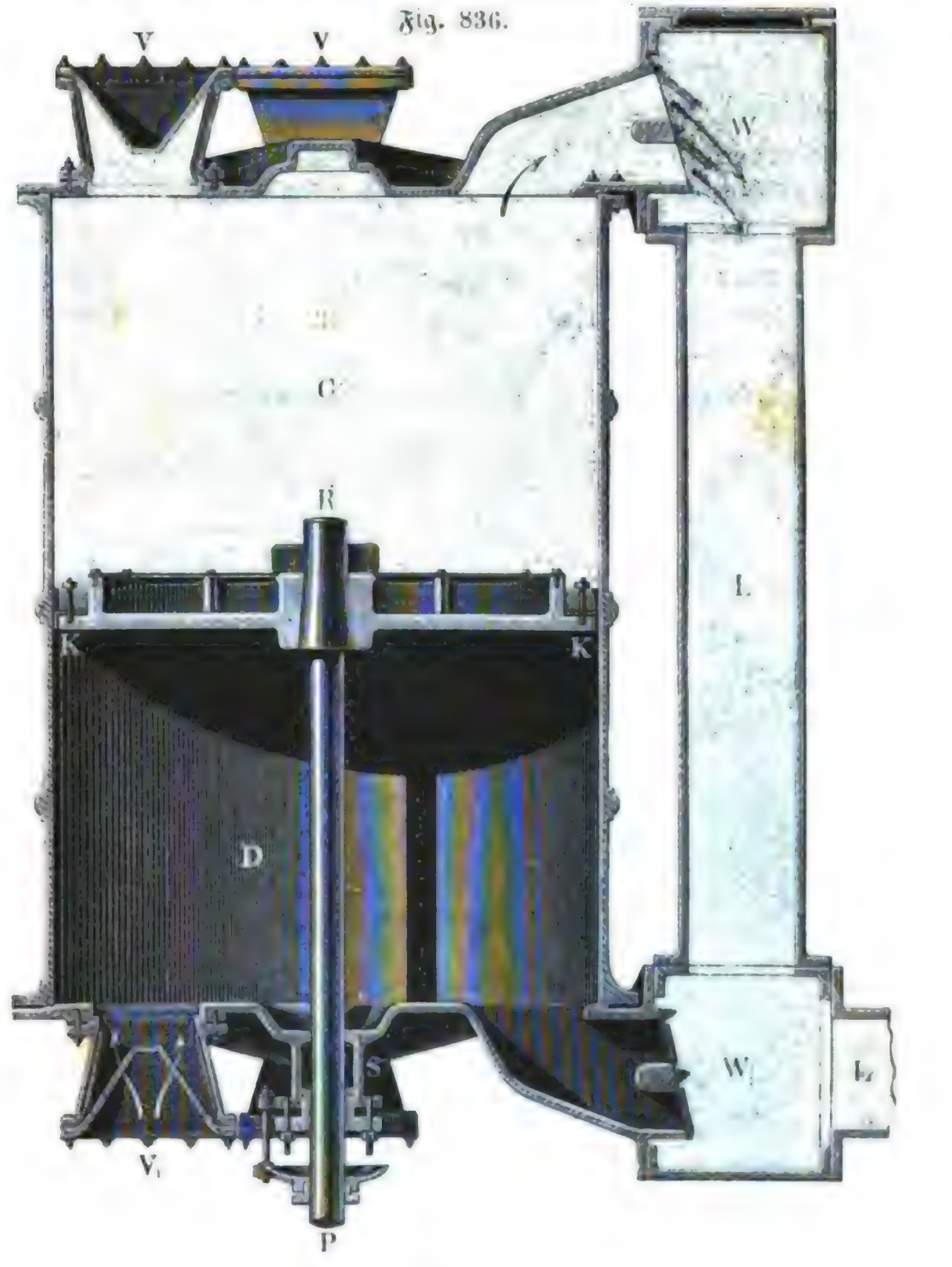
Rohr GHI den Wind aus dem letzteren in den Feuerraum R. Um ein möglichſt gleichmäßiges Ausſtrömen des Windes zu erhalten, iſt in dem Regulator CC noch ein beweglicher Kolben D angebracht, welcher mit dem Deckel von CC durch einen Ledermantel verbunden iſt, und mittels einer Spiralfeder F nach unten gedrückt wird. Jenachdem der Wind in größerer oder kleinerer Menge dem Regulator zugeführt wird, nimmt der Kolben D eine höhere oder tiefere Stelle im Innern des Regulators ein, iſt alſo auch der Raum deſſelben größer oder kleiner und daher die Preſſung des Windes im Regulator nur innerhalb enger Grenzen veränderlich. Das Aufziehen des in einer Gußeiſenplatte beſtehenden Kolbens K erfolgt durch die Kolbenſtange KL, welche mittels einer mit Leder oder Gummi abgedichteten Stopfbüchſe durch den Boden des Gefäßes BB geführt iſt; das Niedergehen wird hingegen durch das eigene Gewicht des Kolbens bewirkt. Der Bewegungsmechanismus beſteht in einem gewöhnlichen Hebel PXQ, welcher bei P von der Hand des Schmiedes ergriffen wird und bei Q mittels einer Stange QN an einen zweiten Hebel NO angeſchloſſen iſt, der die Kolbenſtange KL mittels des Gelenkes LM ergreift

Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

§. 406. Den verticalen Durchſchnitt eines großen doppelt-wirkenden Cylindergebläſes führt Fig. 836 vor Augen. Dieſes Gebläſe iſt in der Maſchinenfabrik zu Seraing in Belgien ausgeführt worden (ſ. Porteſeuille de John Cockrill, Tafel 31 bis 34). Es beſteht daſſelbe aus einem einzigen vertical ſtehenden Gebläſecylinder CD von 1,830 Meter innerer Weite und 2,727 Meter Höhe und wird mittels einer darunter ſtehenden Dampfmaſchine von 80 Pferdekräften direct in Bewegung geſetzt. Der Durchmeſſer des Dampfcylinders iſt 1,05 Meter, und der gemeinſchaftliche Hub beider Maſchinen 2,44 Meter. In der Abbildung zeigt $K'K'$ den Gebläſekolben, und PR die 0,121 Meter dicke Kolbenſtange. Letztere iſt weiter unten mit der ebenfalls 0,121 Meter dicken Kolbenſtange der Dampfmaſchine durch einen Muff verbunden, und dieſer bildet mit einem 3,1 Meter langen Querhaupte ein Ganzes, welches ſich in zwei ſenkrecht ſtehenden Leitungsrahmen bewegt und an deſſen Enden die Kurbelſtangen zweier Schwungräder von 7,32 Meter Durchmeſſer und circa 90 Centner Gewicht, angeſchloſſen ſind. Die Ventile V und V_1 dienen zum Einſaugen, ſowie die Ventile W und W_1 zum Einblaſen des Windes in die nach dem Regulator führende Windleitungsröhre WW_1L. Die erſteren ſind paarweiſe in den Ventilkäſten eingeſchloſſen, wovon drei auf dem Deckel und drei am Boden des Gebläſecylinders feſtſitzen. Die von den Seitenflächen dieſer Käſten gebildeten rahmenförmigen Ventilſitze haben eine Neigung von 60 bis 70 Grad und umſchließen Ventilmündungen von je 0,5 Meter Länge und 0,25 Meter Breite. Die Ausblaſeventile bedecken dagegen rectanguläre

Digitized by Google

Fig. 836.



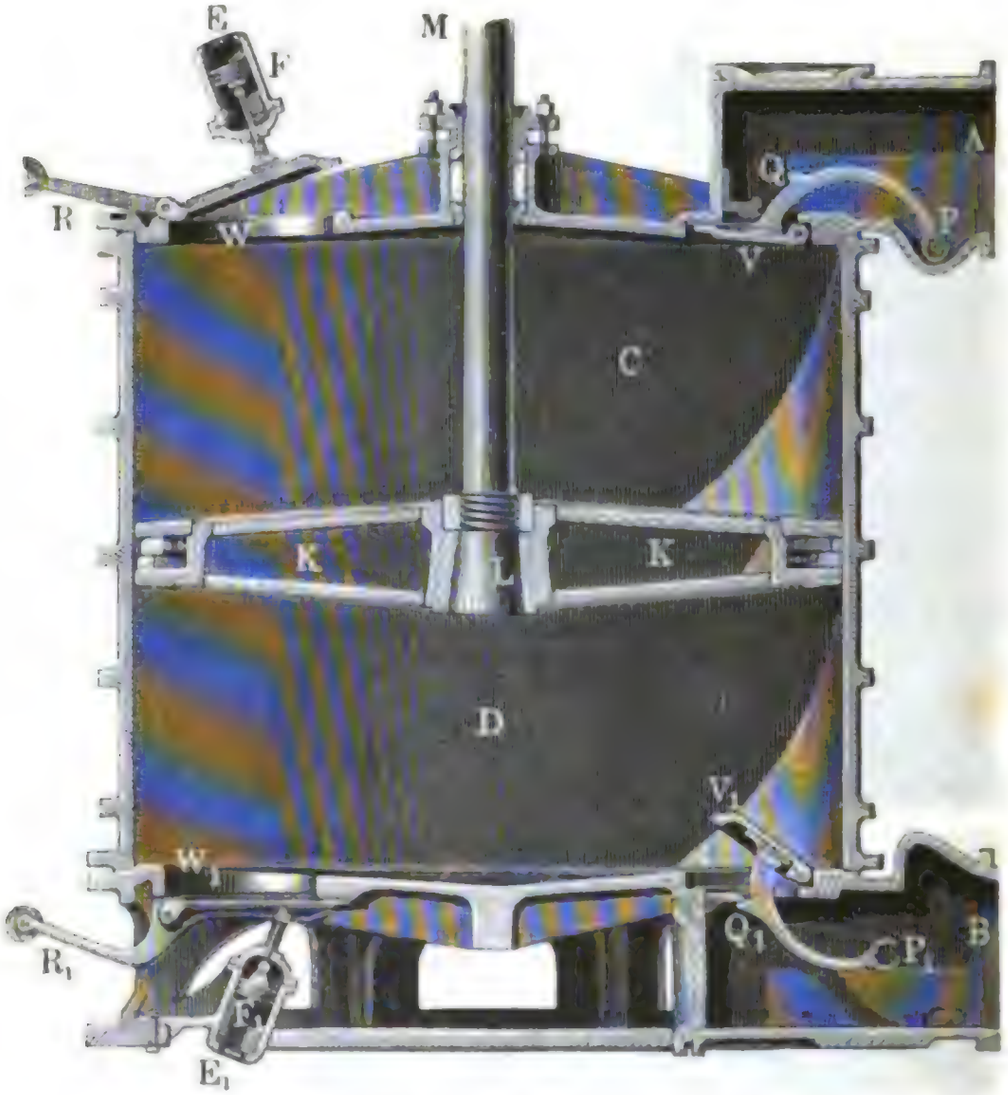
Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

Mündungen von je 0,80 Meter Länge und 0,15 Meter Breite. Die Ventile ſelbſt beſtehen aus Leder oder Kautſchuk und ſind, wie die gewöhnlichen Pumpenventile, auf beiden Seiten mit Blechplatten bedeckt. Dieſes Gebläſe erzeugt bei circa 14 Spielen pr. Minute, Wind von 0,25 Meter Queckſilberpreſſung, während die zugehörige Dampfmaſchine bei dreifacher Expanſion, mit Dampf von 3 Atmoſphären Spannung arbeitet.

Die Luftpumpen, welche zum Auspumpen der Luft aus geſchloſſenen Räumen, z. B. aus der Treibröhre der atmoſphäriſchen Eiſenbahnen (ſ. §. 271), in Anwendung kommen, ſind im Weſentlichen von den Gebläſen nicht verſchieden. Fig. 837 führt den Durchſchnitt eines ſolchen

Fig. 837.



bei der atmoſphäriſchen Eiſenbahn an der Rampe zu St. Germain bei Paris in Anwendung gekommenen Luftſaugers vor Augen. Der 2,50 Meter weite und 2,20 Meter hohe Gebläſecylinder iſt auch hier mit zwei Saugventilen V und V_1 und zwei Blaſeventilen W und W_1 ausgerüſtet, jedoch communiciren hier die erſteren durch die Canäle A und B mit der Treibröhre, wogegen die letzteren nach der freien Luft führen. Dieſe Ventile ſind, damit ſie einen großen Druck auszuhalten vermögen, aus Bronze

Digitized by Google

hergeſtellt, und damit ſie ſich leicht bewegen durch Arme VP, V_1P_1, WR und W_1R_1 mit Gegengewichten äquilibrirt. Um das zu weite Aufſchlagen der Saugventile zu verhindern, ſind an den Armen derſelben noch kurze Daumen Q, Q_1 angebracht, welche beim Aufſchlagen an vorſtehende Naſen des Ventilſitzes anſchlagen; um ferner ein ſanftes Auf- und Niederſchlagen der Blaſeventile W, W_1 zu erlangen, ſind dieſelben mit kleinen Kolben F, F_1 ausgerüſtet, welche beim Niederſchlagen durch kleine Oeffnungen E, E_1 Luft in die kleinen Cylinder EF, E_1F_1 einſaugen, und dieſelbe beim Aufſchlagen wieder durch dieſe Oeffnungen ausſtoßen. Der durch Metall abgeliderte Kolben KK wird mittels ſeiner Stange ML durch eine Kurbelwelle in Bewegung geſetzt. Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

§. 407. Um die Cylindergebläſe ſchnell arbeiten laſſen zu können, muß man denſelben möglichſt große Querſchnitte zum Einſaugen und Ausblaſen der Luft geben; da aber große Ventile bei der nöthigen Feſtigkeit ſehr ſchwer ausfallen und ſich deshalb auch ſchwer eröffnen, ſo zieht man es zu Erreichung des gedachten Zweckes vor, das Gebläſe mit vielen kleinen Oeffnungen zum Einſaugen und Ausblaſen der Luft zu verſehen, und dieſe entweder einzeln durch kleine, oder im Ganzen durch größere Leder- oder Kautſchukventile zu bedecken. Ein Gebläſe mit einer ſolchen Ventilation hat die in Fig. 838 (a. f. S.) abgebildete Luftpumpe, welche bei der Verſuchseiſenbahn zu St. Ouen (ſ. Armengaud, Publication industrielle, T. VI.) angewendet worden iſt. Der Gebläſe- oder Pumpencylinder CD beſteht hier aus einem Blechmantel und aus einem gußeiſernen Boden, ſowie einem gleichen Deckel mit vielen, 4 Centimeter weiten kreisrunden Oeffnungen. Von dieſen Oeffnungen mündet die eine Hälfte (W, W_1) in die freie Luft, und die andere (V, V_1) in die mit dem auszupumpenden Raume in Verbindung ſtehenden Röhren EF, E_1F_1; jene werden durch Lederdecken w, w_1 von außen, ſowie dieſe durch ſolche (v, v_1) von innen bedeckt. Dieſe Decken ſind an ihren Umfängen feſt und luftdicht aufgeſchraubt, haben aber ebenfalls eine Menge kreisrunder Löcher, welche jedoch nicht mit den Löchern in der Boden- und Deckplatte zuſammenfallen, ſondern auf die Zwiſchenräume zu liegen kommen. Wenn ſich nun die Luft im Innern des Cylinders auf der einen Seite des Kolbens verdichtet und auf der anderen deſſelben verdünnt, ſo hebt und drückt ſie die elaſtiſchen Lederdecken von ihren Lagerflächen ab, ſo daß nun die Löcher in je einer Lagerplatte mit denen der Lederdecke in Communication treten und die Luft durch dieſelben ein- und ausſtrömen kann.

Eine andere Gebläſeventilation führt der Durchſchnitt eines horizontalen Gebläſes zu Wittkowitz bei Mähriſch Oſtrau (ſ. Tunner's Stabeiſen- und Stahlbereitung, Bd. I.) in Fig. 839 (a. f. S.) vor Augen. Die Löcher,

Digitized by Google

Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

durch welche die Luft eingeſaugt wird, liegen hier in einem weiteren Kreiſe wie

Fig. 838.

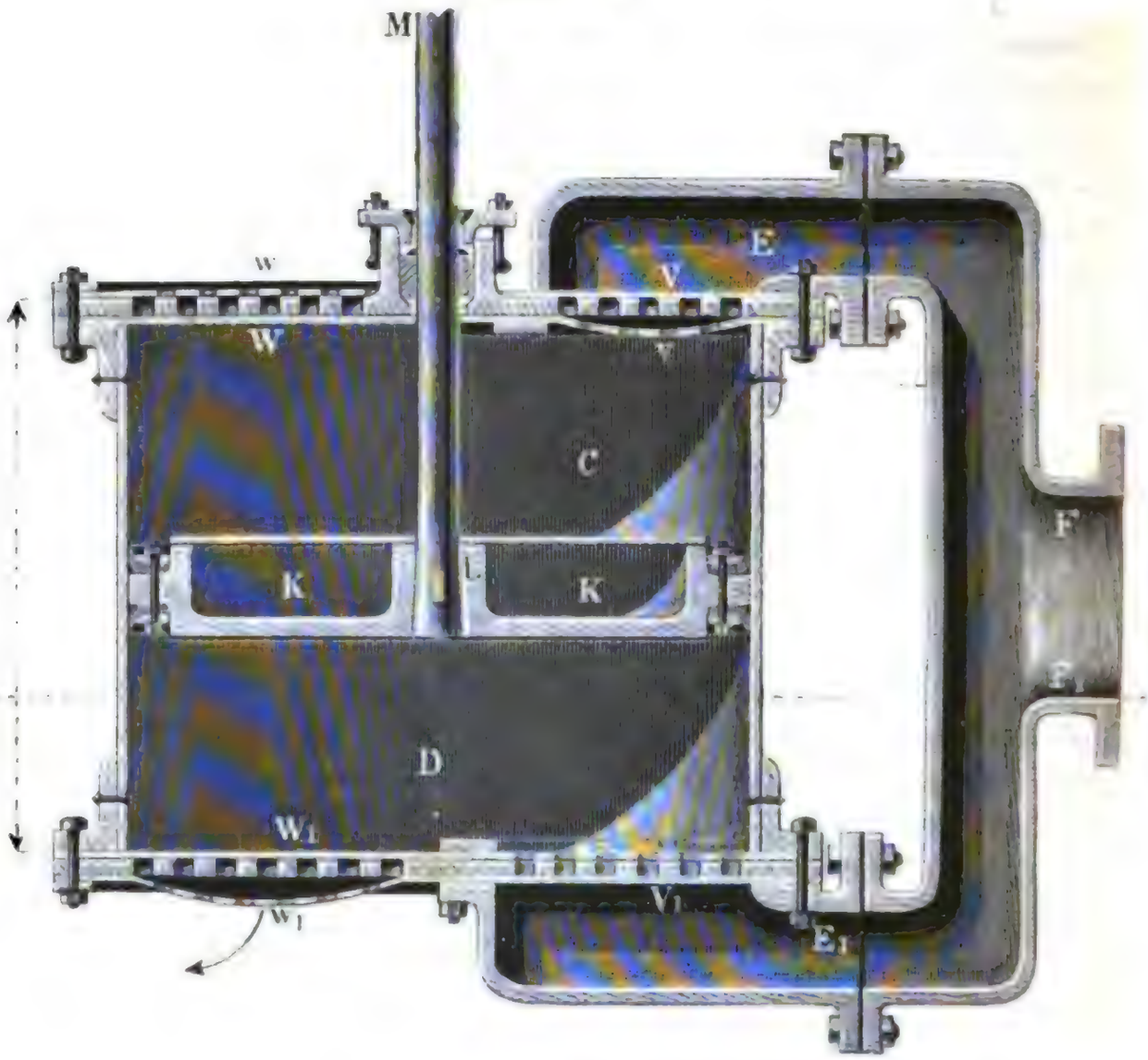
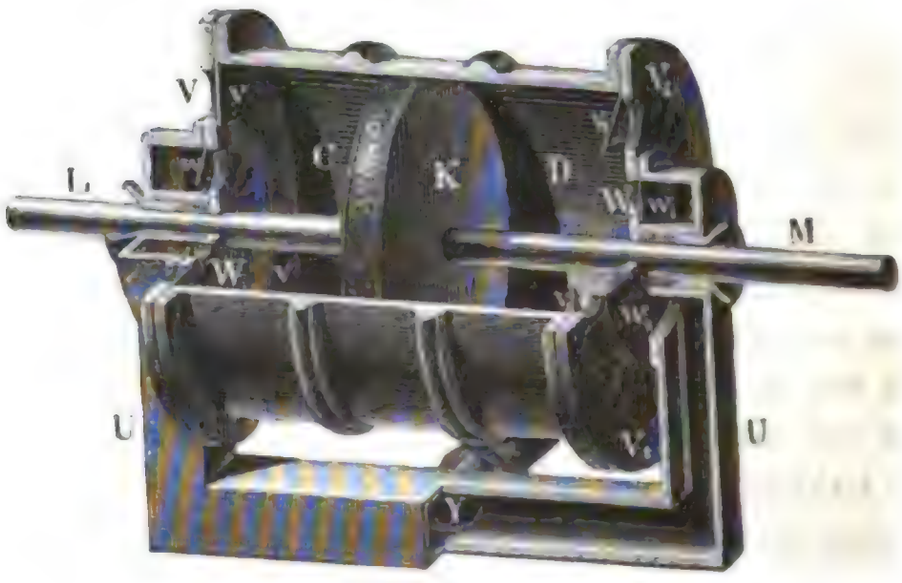


Fig. 839.



Doppeltwirkende Cylindergebläſe.

VV, V_1V_1, und die, durch welche ſie in die Windleitung tritt, in einem engeren Kreiſe WW, W_1W_1 um die Kolbenſtange LM herum, welche mittels Stopfbüchſen durch beide Cylinderdeckel hindurchgeführt iſt. Die eigentlichen Ventile oder Ventilklappen beſtehen aus vier Kautſchuk- oder Lederkränzen, welche an ihren äußeren Umfängen zwiſchen den Verbindungskränzen der Cylinderdeckel eingeklemmt ſind; die zwei größeren Kränze vv, v_1v_1 bedecken die Saugöffnungen von innen, ſowie die zwei kleineren ww, w_1w_1 die Blaſe- oder Windöffnungen von außen. Es iſt nun leicht zu ermeſſen, wie beim Hin- und Hergang des Kolbens KK die Luft auf der einen Seite durch die äußeren Ventillöcher eingeſaugt, und auf der anderen Seite durch die inneren Ventillöcher in die Windleitung geblaſen wird.

Anſtatt die Saug- und Blaſelöcher in den Kreis zu ſtellen, kann man dieſelben auch auf die ganze Deckelfläche gleichmäßig vertheilen, oder wenigſtens in geraden Linien an einander reihen, und zwar ſo, daß die Sauglöcher die eine, und die Blaſelöcher die andere Hälfte der Cylinderdeckelfläche einnehmen. Den verticalen Durchſchnitt von einem Theile eines auf dieſe Weiſe ventilirten Gebläſedeckels führt Fig. 840 I. und II. vor Augen. Es ſind A, B, C die Ventillöcher und da, db, dc die zugehörigen, bei d, d, d feſt aufgeſchraubten und durch dünne Metallplatten bedeckten Klappventile aus Leder.

Bei aufrecht ſtehenden Gebläſecylindern wendet man auch mit Vortheil

Fig. 840.

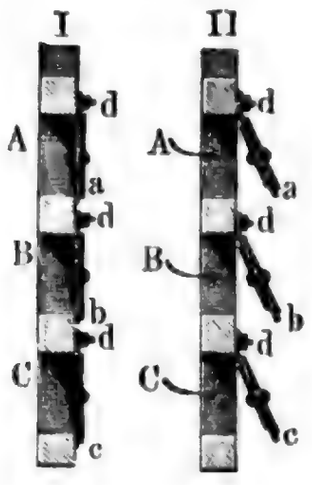
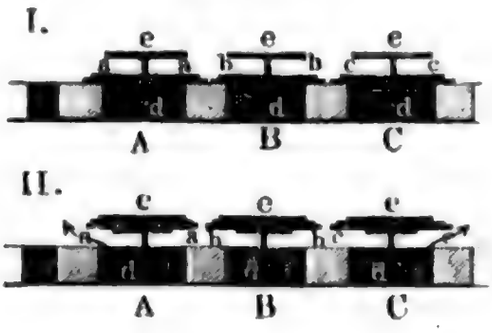


Fig. 841.



einfache Hubventile an, wie z. B. aus Fig. 841, I. und II. zu erſehen iſt Dieſe Ventile aa, bb, cc ſind mittels Hülſen an feſtſtehenden Stiften de, de... verſchiebbar, und ſchlagen bei ihrem Ausſchub gegen die ſcheibenförmigen Köpfe e, e, e dieſer Stifte.

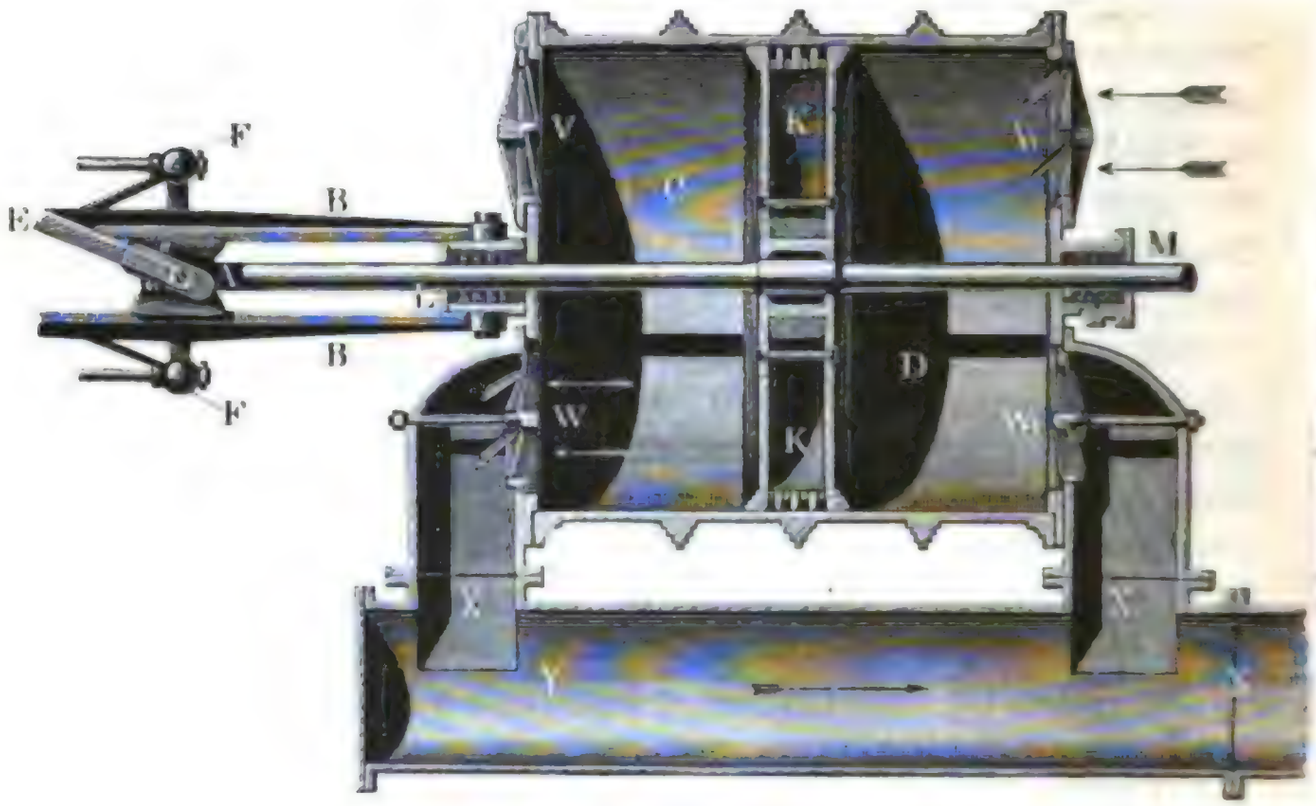
Ein horizontales Gebläſe mit Ventilklappen führt Fig. 842 (a. f. S.) im verticalen Durchſchnitt vor Augen. Daſſelbe iſt nach Thomas und Laurent von Cavé conſtruirt und in Armengaud's Publication

Digitized by Google

Liegendes Cylinder-gebläse.

industrielle, Bd. 8, beschrieben und gezeichnet. Der 1,6 Meter weite Gebläsecylinder CD ist mittels vier Schraubenbolzen auf eine gußeiserne Lagerplatte befestigt und die Deckel desselben sind an der oberen Hälfte mit

Fig. 842.



Saugventilen V, V_1, dagegen an der unteren Hälfte mit Blaseventilen W, W_1 ausgerüstet. Letztere stehen durch die Canäle X, X_1 mit der Windleitung Y in Verbindung. Das Querhaupt A der mittels Stopfbüchsen durch die Cylinderdeckel geführten Kolbenstange LM bewegt sich in einer horizontalen Leitung und ist mittels eines aus vier Stangen gebildeten Doppelrahmens FF mit dem (nicht abgebildeten) Querhaupte der Kolbenstange einer als Umtriebsmaschine dienenden Dampfmaschine in Verbindung gesetzt. Zur Erzeugung einer regelmäßigen Bewegung ist endlich noch mittels einer Kurbel und Kurbelstange AE ein (nicht abgebildetes) Schwungrad an das Querhaupt A der Gebläsekolbenstange angeschlossen.

Schieber-gebläse.

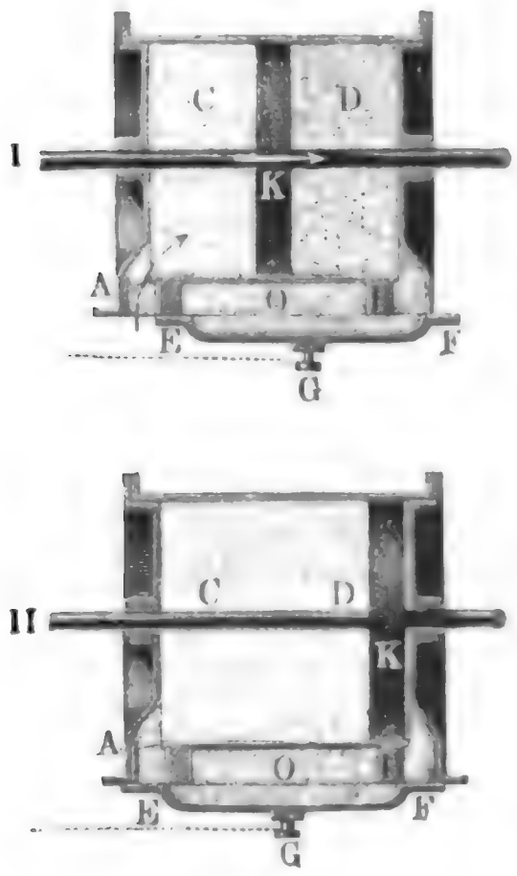
§. 408. Die gewöhnlichen Klappventile eines Gebläses bewegen sich bei ihrem Auf- und Zuschlagen ähnlich wie ein materielles Pendel; da nun aber die Schwingungszeit des letzteren proportional der Pendellänge ist, so läßt sich daher auch annehmen, daß die Zeit zum Auf- und Zuschlagen eines Klappventiles mit der Quadratwurzel aus der (rechtwinkeligen gegen die Drehungsaxe zu messenden) Breite desselben wachse. Um daher ein schnelles Ventilspiel zu erhalten, und überhaupt ein Gebläse mit größerer Geschwindigkeit gehen lassen zu können, ist es erforderlich, dasselbe nicht mit einem breiten,

Digitized by Google

ſondern mit mehreren ſchmalen Klappventilen auszurüſten. Natürlich hängt hierbei die Bewegungszeit eines Ventiles noch immer von der Schwerkraft und von dem Unterſchiede zwiſchen dem inneren und äußeren Luftdrucke ab; um ſich hiervon ganz unabhängig zu machen und das Gebläſe mit faſt beliebig großer Geſchwindigkeit arbeiten laſſen zu können, iſt es nöthig, daſſelbe mit Ventilen oder Schiebern auszurüſten, welche, wie die Steuerungsmechanismen einer Dampfmaſchine, von der Umtriebsmaſchine ſelbſt in Bewegung geſetzt werden. Hierher gehören die ſogenannten Schiebergebläſe (franz. machines soufflantes à tiroir; engl. blowing engines with slide-valves) von Slate, ſowie von Thomas und Laurent u. ſ. w. Dieſe Gebläſe haben vor den gewöhnlichen Ventilgebläſen noch den Vortheil, daß ſie einen ſchärferen Abſchluß und daher auch bei guter Conſtruction einen kleineren Windverluſt geben als dieſe Maſchinen. Schiebergebläſe.

Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweiſe eines ſolchen Gebläſes iſt aus Fig. 843, I. und II. zu erſehen. Es ſind hier A und B die beiden Mündungen, durch welche die Luft in den Cylinder CD ein- und aus denſelben heraustritt, und es iſt EF ein gewöhnlicher Vertheilungsſchieber, der mittels einer in G angreifenden Stange in Bewegung geſetzt wird. Derſelbe iſt bei dem Ausſchube des Gebläſekolbens K, wie in I. am rechten Ende ſeines Weges, nimmt aber die Mitte deſſelben ein, wenn der Gebläſekolben K, wie in II. den Ausſchub nach rechts vollendet hat, und befindet ſich am linken Ende ſeines Weges, während der Kolben K auf dem Wege nach links begriffen iſt. Die bei einem Kolbenſchube durch A oder B eingeſaugte Luft tritt beim folgenden Kolbenſchube durch B oder A in den vom Schieber bedeckten Raum O und gelangt von da in die Windleitung. Damit bei der Abſperrung der Gebläſemündungen A und B durch den Schieber einerſeits nur eine mäßige Ausdehnung und andererſeits nur eine ſchwache Compreſſion der Luft ſtatthabe, iſt es nöthig, daß die Zeit dieſer Abſperrung nur eine ſehr kurze und folglich die Schieberbedeckung zu beiden Seiten der Mündungen nur eine ſehr kleine ſei.

Fig. 843.

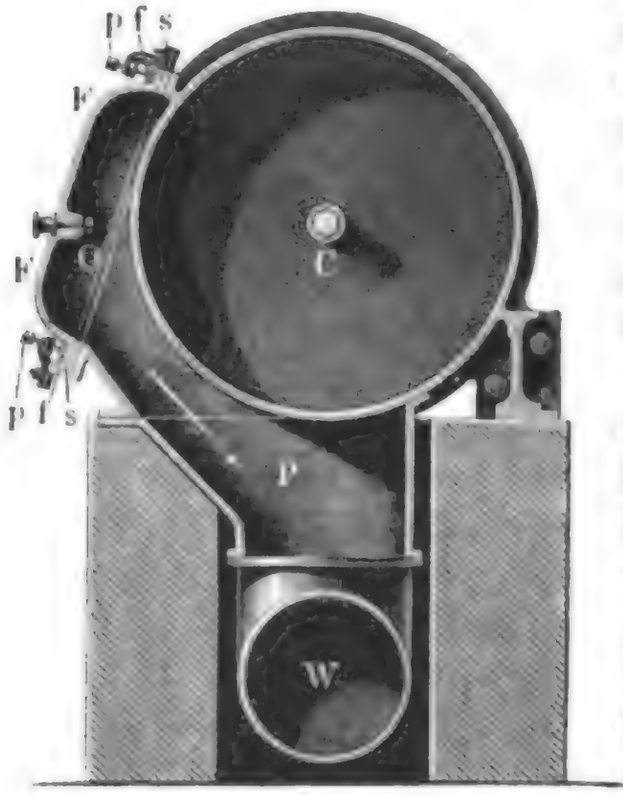


Digitized by Google

Schiebergebläse.

Bei dem Schiebergebläse von Thomas und Laurent liegt der Schieber FF, Fig. 844, ganz frei und wird von Federn f, f, welche sich durch Preßschrauben p, p spannen lassen, mittels zwischenliegender schmiedeeiserner Schienen s, s gegen die abgehobelten Flächen des Rahmens gedrückt, welcher die Gebläsemündungen umschließt, und in geneigter Stellung mit dem Gebläsecylinder fest verbunden ist. Aus dem in Fig. 844 dargestellten Querschnitt dieses Gebläses sieht man noch in OP das nach der Windleitung W führende Communicationsrohr.

Fig. 844.



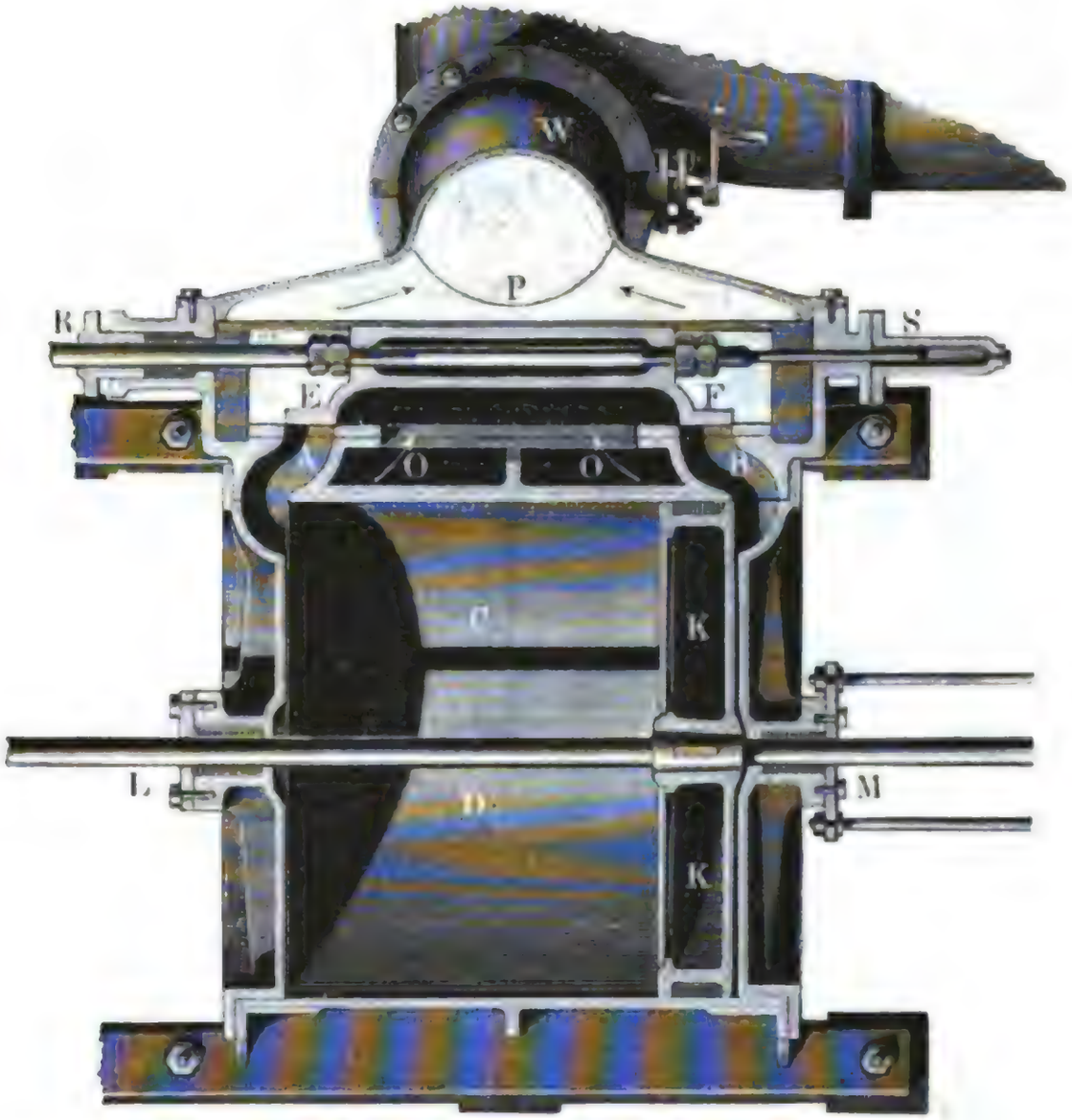
Hiervon weichen die in der neueren Zeit im Etablissement von Cavé in Paris construirten Schiebergebläse insofern ab, als hier der Schieber nicht frei liegt, sondern in einem Gehäuse eingeschlossen ist, und die Luft den Schieber in umgekehrter Richtung durchläuft, wobei sie denselben im comprimirten Zustande umgiebt und folglich gegen die Fläche drückt, auf welcher er hin- und hergleitet, wogegen bei dem ersteren Schiebergebläse der Wind vom Schieber umschlossen wird, und folglich denselben von seiner Geleitfläche abzuheben sucht. Die speciellere Einrichtung eines solchen Schiebergebläses aus der Cavé'schen Maschinenbauanstalt ist aus dem horizontalen Durchschnitt in Fig. 845 zu ersehen. Es ist auch dieses Gebläse ein liegendes; die Kolbenstange LM desselben besteht mit der Kolbenstange der Umtriebsdampfmaschine aus einem und demselben Stücke, und ist auf der entgegengesetzten Seite mittels einer Kurbel und Kurbelstange an die Welle eines Schwungrades angeschlossen, welche die Schieberstange RS mittels eines gewöhnlichen Kreisexcentriks in die nöthige hin- und hergehende Bewegung versetzt. Uebrigens sind zwei solche Gebläse, wie die Abbildung deren eins darstellt, durch die gedachte Schwungradwelle so mit einander verbunden, daß stets das eine um den halben Kolbenschub vor dem anderen vorausgeht. Der Gebläsecylinder CD ist mit dem Schiebergehäuse $ABSR$ aus dem Ganzen gegossen, letzteres communicirt durch die Oeffnung OO mit der äußeren Luft, sowie durch das Rohr P mit der Windleitung W. Der Schieber EF gleitet mit seinen Backen E und

Digitized by Google

F über den Gebläſemündungen *A* und *B* weg, ſperrt dieſelben dann, wenn der Gebläſekolben am Ende eines Schubes ſteht, eine kurze Zeit lang zu, eröffnet dagegen dieſelben, ſowie der Kolben einen kleinen Theil ſeines

Schieber-gebläſe.

Fig. 845.



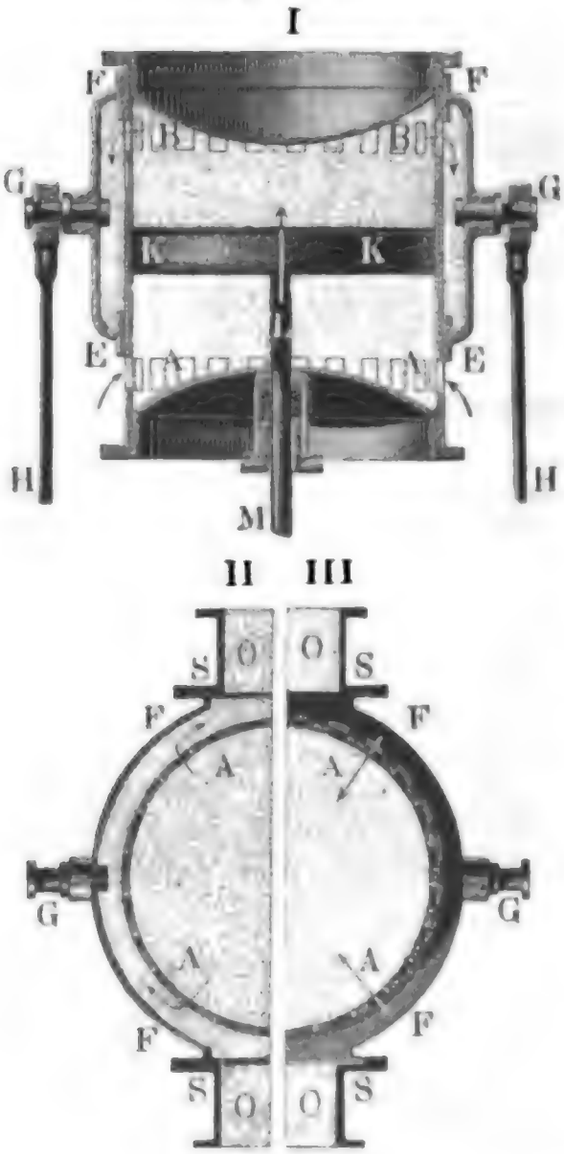
Schubes zurückgelegt hat. Es findet aber in Hinſicht auf das Bewegungsverhältniß zwiſchen dieſem Gebläſe und dem erſt beſchriebenen noch der Unterſchied ſtatt, daß ſich hier der Gebläſekolben und der Schieber in entgegengeſetzter Richtung bewegen, wogegen dieſelben dort in derſelben Richtung fortgehen. Bei ſolchen Gebläſemaſchinen mit einem einzigen Gebläſecylinder legt man die Schieberebene horizontal, läßt die Luft zu beiden Seiten in den Schieberraum eintreten und führt den Wind durch eine ſenkrechte Röhre aus dem Schiebergehäuſe in die Windleitung. Bei der beſchriebenen Maſchine iſt die Weite eines Gebläſecylinders 1,34 Meter, der Kolbenſchub 1 Meter, der Schieberſchub 0,32 Meter und der Querſchnitt der beiden

Digitized by Google

Schiebergebläse. Eintrittsöffnungen $= 2 . 0{,}15 . 1{,}25 = 0{,}375$ Quadratmeter $= \frac{375}{1410}$ $= 0{,}264$ der Kolbenfläche. Endlich ist noch der Durchmesser des Dampfcylinders $= 0{,}54$ Meter, der Dampfdruck 4 Atmosphären und die Anzahl der Spiele pr. Minute 60 bis 70, also die mittlere Kolbengeschwindigkeit $= 2 . 1 = 2$ Meter bis $2 . {}^{7}/_{6} = 2{,}33$ Meter.

Das Schiebergebläse von Slate ist insofern von den oben beschriebenen Schiebergebläsen verschieden, als hier der Schieber *EFFE*, Fig. 846 (I. II. III.), den auch äußerlich abgedrehten Gebläsecylinder umschließt, und der letztere oben und unten mit einer ringsum laufenden Reihe von rectangulären Mündungen *A A*, *B B* versehen ist. Wenn der mittels der Stangen *G H*, *G H* zu bewegende Schieber oben steht, wird Luft durch *A A* eingesaugt und Wind durch *B B* mittels des aufsteigenden Kolbens *K K* in den Schieberraum gedrückt, und wenn der Schieber unten steht, so erfolgt dagegen das Ansaugen durch *B B* und Ausblasen durch *A A*. Damit der Wind aus dem Schieberraume in die Windleitung treten könne, ist der Schieber noch mit zwei Seitenöffnungen *S S*, *S S* (II. III.) versehen, welche mit ihren abgeschliffenen Rändern an den Einmündungsstücken *O O*, *O O* zur Windleitung luftdicht anschließen. Fig. 846, II. zeigt den durch die oberen Mündungen geführten horizontalen Durchschnitt der linken Schieberhälfte beim höchsten, sowie Fig. 846, III. denselben von der rechten Schieberhälfte beim tiefsten Kolbenstande.

Fig. 846.

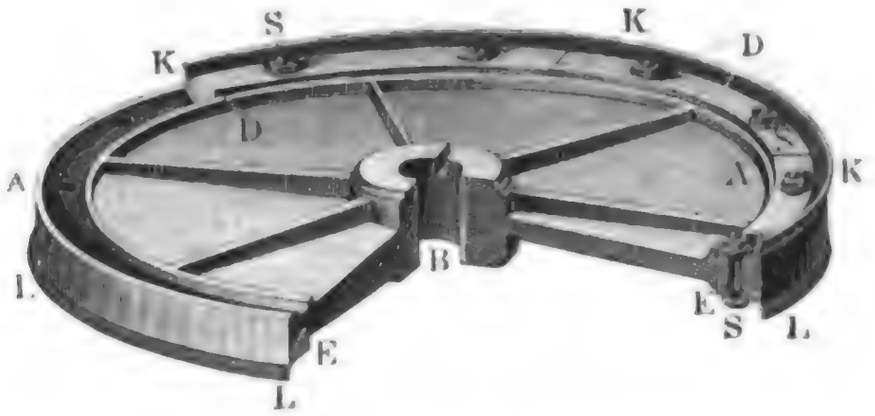


Gebläsekolben. §. 409. Die Gebläsekolben, insbesondere die Kolben der Cylindergebläse, werden ähnlich wie die Kolben der Pumpen- und Wassersäulenmaschinen

Digitized by Google

conſtruirt; auch libert man ſie auf ähnliche Weiſe durch Lederſtulpe, Hanf- oder Flachszöpfe u. ſ. w. ab. Einen Gebläſekolben mit Lederſtulpliderung (zum Theil zerſchnitten) ſtellt die Abbildung in Fig. 847 dar. Es iſt *AA* Gebläſekolben.

Fig. 847.



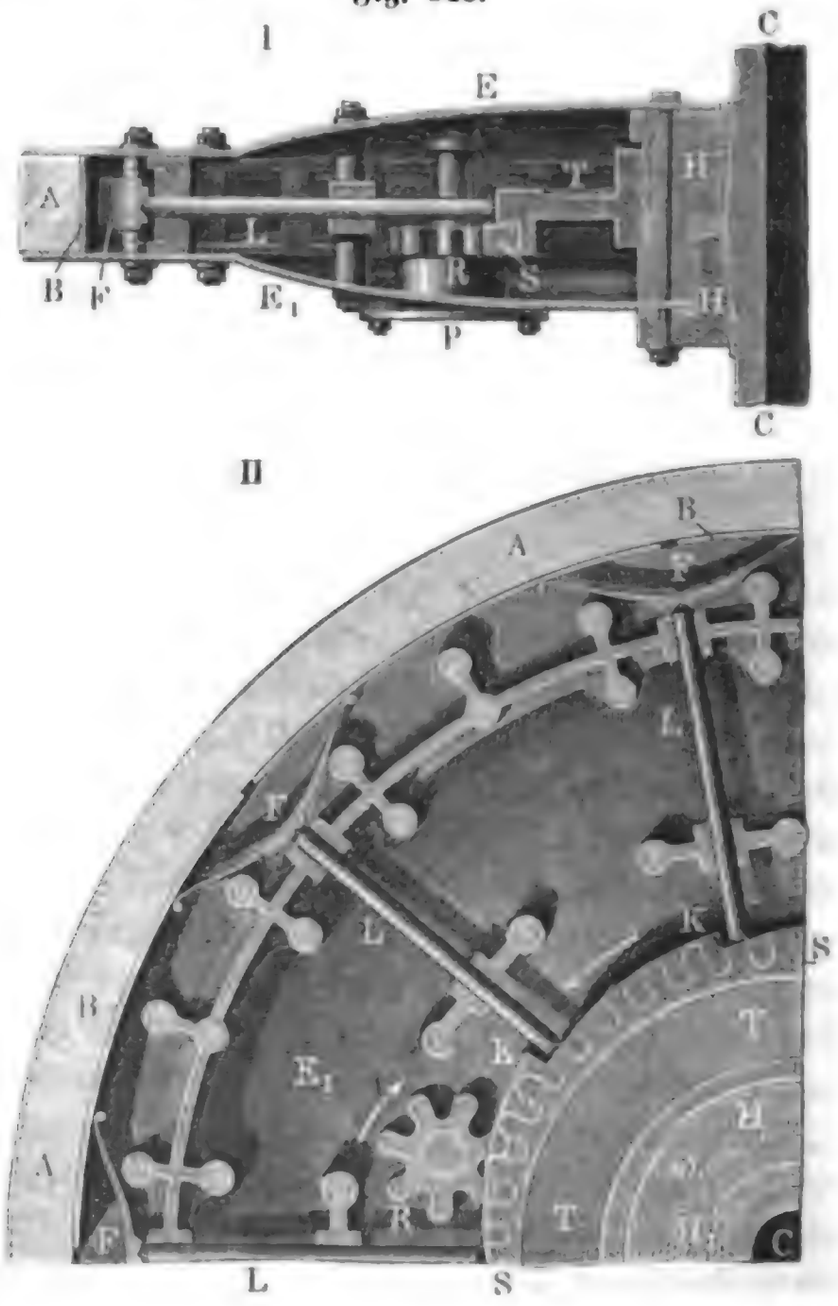
der gußeiſerne mit ſechs Rippen verſehene Kolbenkörper, *B* die Hülſe deſſelben, worin das koniſch abgedrehte Ende der Kolbenſtange feſtgekeilt wird, und es ſind *KKK*, *LLL* die beiden Lederſtulpe, welche durch Schrauben wie *S*, *S* mittels hölzerner oder eiſerner Ringe *DD* und *EE* in den rinnenförmigen Vertiefungen am Umfang des Kolbenkörpers befeſtigt werden. Aehnliche Gebläſekolben mit Stulpliderung haben die in den Figuren 836 und 838 abgebildeten Gebläſe. Bei großen Kolbengeſchwindigkeiten hat die Lederliderung nicht die erforderliche Dauerhaftigkeit, und deshalb bringt man in neueren Zeiten ſtatt der Lederſtulpe, Hanfzöpfe oder Eichenholzſtücke in Anwendung. Sehr dauerhaft ſind die Liderungskränze von Leinwand oder Segeltuch aus Hanf. Man bereitet dieſes Gewebe vor dem Gebrauch beſonders zu, indem man es aufſpannt und auf beiden Seiten mit in Leim- oder Stärkewaſſer eingerührten rein geſchlämmten Graphit beſtreicht. Aus demſelben ſchneidet man dann mit Hülfe einer Schablone Ringſtücke von circa $1\frac{1}{2}$ bis 2 Fuß Länge und 1 bis 2 Zoll Breite, wobei man dahin zu trachten hat, daß die Schnitte in diagonaler Richtung durch die Maſchen des Gewebes hindurchgehen und folglich ſämmtliche Fäden treffen, weil die letzteren an ihren Enden dem Abreiben mehr widerſtehen als an ihren Seiten. Dieſe Leinwandſtreifen reibt man noch mit pulveriſirtem Speckſtein ein und legt ſie nach und nach ſo neben und über einander, daß ſie einen 2 bis 4 Zoll dicken Liderungskranz bilden, den man mittels der angegebenen Preßringe in dem für ihn beſtimmten Raum am Kolbenumfang bis auf $\frac{3}{4}$ ſeiner Höhe zuſammendrückt, und zuletzt noch an ſeinem Umfang gehörig beſchneidet und abfeilt. Wenn man die Leinwandſtreifen außerhalb der Lager zuſammenlegt, ſo iſt es nöthig, dieſelben zuletzt noch im Ganzen zuſammenzunähen.

Eine ſehr zweckmäßige Conſtruction hat der vom Herrn Maſchinendirector

Digitized by Google

Gebläſekolben. Völkner conſtruirte Gebläſekolben (ſ. Dingler's polytechn. Journal, Bd. 131 und 154). In Fig. 848, I. und II. iſt der verticale und der horizontale

Fig. 848.

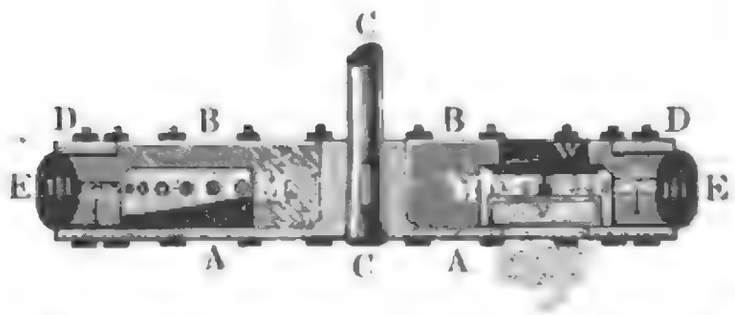


Durchſchnitt von einem Quadranten deſſelben vor Augen geführt. Der Liderungskranz AA beſteht aus zuſammengepreßten Leinwandſtreifen u. ſ. w., und umſchließt einen aus Bandeiſenſtücken zuſammengeſetzten Reifen BB; gegen den letzteren ſtemmen ſich neun Federn FF.., welche, wenn ſie gehörig geſpannt ſind, den Liderungskranz mittels dieſes Reifens gegen die innere Wand des Gebläſecylinders andrücken. Dieſes Anſpannen der Federn erfolgt durch ein Zahnrad R, welches ſich von außen mittels eines Schlüſſels umdrehen läßt. Hierbei ſetzt daſſelbe mit Hülfe des gezahnten Bogens SS den die Stangenhülſe HH_1 umſchließenden Ring TT in Drehung, und dieſer ſchiebt nun mittels ſeiner gleichſam ſchiefe Ebenen bildenden Stufen KK die Bolzen LL auswärts, welche ſich mittels ihrer Körner oder Spitzen

gegen die Federn FF.. ſtemmen. Die Kolbenſtange CC iſt hohl und mittels eines Doppelconus mit der aus zwei Stücken zuſammengeſetzten Hülſe HH_1 durch Schrauben feſt verbunden. Uebrigens wird der ganze Kolben von zwei convexen Blechwänden E, E_1 bedeckt, und um den Liderungskranz, wenn es nöthig iſt, ſchärfer andrücken zu können, iſt die Axe des Getriebes R mittels einer Stopfbüchſe P durch die eine Blechdecke geführt, und erhält auch der eine Cylinderdeckel ein durch eine Schraube verſchließbares Loch, durch welches ſich der Schlüſſel zum Umdrehen dieſes Getriebes ſtecken läßt. Dieſe Kolbenliderung eignet ſich vorzüglich für liegende Gebläſecylinder, wo ſich das bei ſtehenden Cylindern übliche Schmieren mittels in den Cylinder geworfenen Graphits nicht bewährt hat. Gebläſekolben.

§. 410. Man lidert auch mittels einer mit Wolle oder Roßhaaren ausgeſtopften Wulſt (franz. bourrelet; engl. pudding) aus Juchtenleder ab. Um den Liderungskranz nicht übermäßig ſtark an die Cylinderwand anzudrücken, wobei natürlich die Kolbenreibung unnöthig vergrößert wird, hat man auch eine autoclave, und insbeſondere eine pneumatiſche Liderung angebracht, wobei der Liderungskranz von dem eingeſchloſſenen Wind angedrückt wird (vergl. die hydroſtatiſche Liderung in Band II, §. 278). Hierher gehört namentlich die Kolbenliderung des Herrn Ingenieur Schultz. Der verticale Durchſchnitt eines Gebläſekolbens mit dieſer Liderung iſt in Fig. 849 abgebildet. Es iſt AA der gußeiſerne Kolbenſtock, BB ein ausgedrehter Teller aus Lindenholz, EE die lederne Liderungswulſt, DD ein eiſerner Kranz, welcher BB und EE mit AA durch Schrauben zu einem Ganzen verbindet, und mm ein mit Kammwolle ausgefüllter von BB und EE ringförmig umſchloſſener Raum; ferner iſt MM der hohle Kolbenraum, welcher einerſeits durch die Ventile v und w mit dem Gebläſecylinderraum, und andererſeits durch viele radiale Löcher l, l.. mit dem Raume mm communicirt. Dieſe Ventile öffnen ſich nach innen und ſind durch ein Scharnier ſo mit einander verbunden, daß ſich das eine verſchließt, wenn das andere von der comprimirten Luft aufgeſtoßen wird. Auf dieſe Weiſe bleibt der Raum MM ſtets mit comprimirter Luft erfüllt, und wird die Liderungswulſt mit dem der Spannung derſelben entſprechenden Druck gegen die innere Cylinderwand gedrückt.

Fig. 849

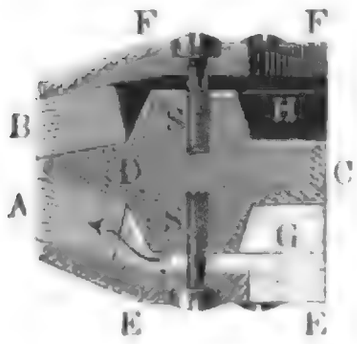


Es läßt ſich eine autoclave Liderung auch ohne eine ſolche Ventilirung

Gebläſekolben.

und zwar dadurch herſtellen, daß man zwei Liderungskränze anwendet, wovon abwechſelnd der eine oder andere von der comprimirten Luft angedrückt wird. Den Durchſchnitt von einem Theil eines ſo geliderten Kolbens ſtellt Fig. 850 dar. Es ſind *A* und *B* die beiden aus Leinwandſtreifen zuſammengeſetzten Liderungskränze, ſowie *EE* und *FF* die beiden Kolbendeckel, welche mittels der Schrauben *S*, *S* mit dem Kolbenſtock *CD* verbunden werden und die Liderungskränze zuſammendrücken. Obgleich die hohlen Räume *G* und *H* mit Holz ausgefüllt werden, ſo bleibt doch der Gebläſeluft noch Zwiſchenraum genug übrig, um hinter die Liderungskränze *A* und *B* treten und dieſelben auswärts drücken zu können. Bei dem Niedergange des Kolbens iſt z. B. der Raum *G* mit verdichteter Luft angefüllt, und wird der Liderungsring *A* durch dieſelbe auswärts geſchoben.

Fig. 850.



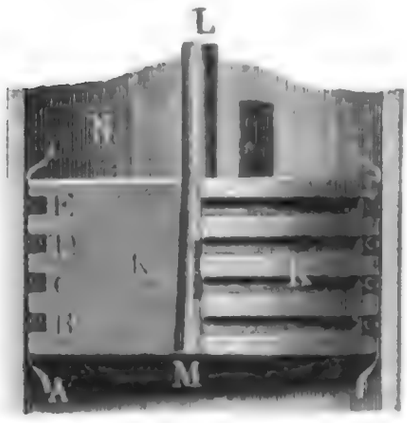
Ein Gebläſekolben mit Metallliderung iſt bei der in §. 406 beſchriebenen und in Fig. 837 abgebildeten Maſchine angewendet. Vielleicht laſſen ſich die vom Herrn Ingenieur Krauß conſtruirten autoclaven Dampfkolben auch als Gebläſekolben anwenden. Die Liderung beſteht hier aus zwei Kränzen, wovon jeder wieder aus einem inneren Spannring und aus einem äußeren Liderungsring zuſammengeſetzt iſt. Der erſtere beſteht aus Eiſen, Meſſing oder Stahl, und der zweite aus einer Compoſition von 80 Thln. Zinn, 10 Thln. Antimon und 10 Thln. Kupfer und iſt mittels eines Schwalbenſchwanzes mit dem erſteren verbunden (ſ. d. ſchweizeriſche polytechn. Zeitſchrift, Jahrgang 1859).

Einen beſonderen Kolben hat endlich noch Cavé conſtruirt. Derſelbe hat gar keine Liderung; ſtatt derſelben erhält der Kolbenſtock einen hohen Kranz mit einer Menge ringförmiger Vertiefungen. Bei dem Gebläſe in Fig. 842 iſt der Kolbenkranz aus Holzringen von verſchiedener Breite ſo zuſammengeſetzt, daß an ſeinem Umfange vier ſolcher ringförmiger Vertiefungen zurückbleiben; auch iſt hier die gewöhnliche Hanfliderung der beiden Stopfbüchſen *L* und *M* mit Kupferplatten bedeckt, in welchen ſolche Ringe ausgedreht ſind. Gewöhnlich, namentlich auch beim Abſchluß von Dampf oder Waſſer, gießt man den Kranz mit den Rinnen aus Eiſen und dreht denſelben an ſeinem äußeren Umfang ſorgfältig ab, ſo daß ein Spielraum zwiſchen ihm und der Cylinderwand von nur 1 Millimeter Weite übrig bleibt.

Die Abdichtung, welche ein ſolcher Ringkolben giebt, iſt nur eine unvollkommene; es läßt derſelbe jedoch um ſo weniger Luft an ſeinem Umfange durch, je größer die Anzahl der Rinnen iſt. Iſt *v* die Geſchwindigkeit der durch den Spielraum von einer Rinne des Kolbens *KK*, Fig. 851, zur

anderen ſtrömenden Luft, iſt ferner γ die mittlere Dichtigkeit derſelben, und ſind Gebläſekolben
p, p_1, $p_2 \ldots p_\nu$ die Preſſungen der Luft in A, B, C und N, wobei A der einen und N der anderen Seite des Kolbens angehört, ſo hat man (ſ. Bd. I, §. 367)

Fig. 851.



$$\begin{aligned}\frac{v^2}{2g}\gamma &= p - p_1\\ &= p_1 - p_2\\ &= p_2 - p_3\\ &\cdot\\ &\cdot\\ &\cdot\\ &= p_{n-1} - p_\nu,\end{aligned}$$

und folglich

$$\nu \cdot \frac{v^2}{2g}\gamma = p - p_\nu,$$

wo ν die Anzahl der verengten, die ringförmigen Räume verbindenden Durchgänge (hier $= 5$) bezeichnet. Hiernach iſt nun die Geſchwindigkeit der von A nach N entweichenden Flüſſigkeit

$$v = \sqrt{2g \cdot \frac{p - p_\nu}{\nu\gamma}},$$

wogegen ſie

$$v = \sqrt{2g \cdot \frac{(p - p_\nu)}{\gamma}}$$

betragen würde, wenn dieſe Rinnen nicht vorhanden, alſo $\nu = 1$ wäre.

Iſt noch r der Kolbendurchmeſſer und σ die Weite des Spielraumes, ſo hat man das Flüſſigkeitsquantum, welches auf dieſe Weiſe pr. Secunde am Umfange des Kolbens entweicht:

$$Q_1 = 2\pi r\sigma . v = 2\pi\sigma r\sqrt{2g\left(\frac{p - p_\nu}{\nu\gamma}\right)}.$$

§. 411. Zwiſchen den **Wetter-** und den **Windleitungen** findet inſofern ein weſentlicher Unterſchied ſtatt, als jene dazu dienen, die Luft (**Wettern**) von einem entfernten Punkte nach der in einem Luftſauger beſtehenden Wettermaſchine zu leiten, und dagegen die letzteren den Zweck haben, die durch ein Gebläſe comprimirte Luft, den ſogenannten **Wind** (franz. le vent; engl. the blast) nach den Ofen zu führen; während jene einem in der Regel ſehr mäßigen Ueberdruck von außen ausgeſetzt ſind, haben dieſe dagegen einen meiſt größeren Ueberdruck von innen auszuhalten. Es ſind deshalb auch die Wetterleitungen durch Anwendung äußerer Mittel, z. B. durch Zuſtopfen mittels Werg oder Zuſchmieren mittels Thon, Theer u. ſ. w., leichter luftdicht zu machen als die Windleitungen, und beſtehen Windleitungen.

Digitized by Google

Windleitungen.

aus dieſem Grunde nicht ſelten bloß in aus Brettern zuſammengenagelten und mit eiſernen Ringen umgebenen vierſeitigen Lutten. Einen ſicherern Luftabſchluß geben allerdings die cylindriſchen Röhren aus Zink- oder Eiſenblech, dieſelben müſſen aber im Verhältniß zum Ueberdruck eine größere Wanddicke oder wenigſtens innere Verſtärkungen und einen möglichſt kreisförmigen Querſchnitt erhalten, damit ſie von der äußeren Luft nicht zuſammengedrückt werden (ſ. Bd. II, §. 382).

Die gewöhnlichen Windleitungen (franz. porte-vents; engl. blast pipes) ſind cylindriſche Röhren aus Gußeiſen oder Eiſenblech; letztere werden wie die Dampfkeſſel, aus Blechtafeln zuſammengenietet. Die Weite dieſer Röhren iſt von der Geſchwindigkeit v und dem Quantum Q des durchzuführenden Windes abhängig. Bei kurzen Windleitungen und größeren Windpreſſungen kann man den Wind, wie den Dampf in Dampfleitungen, mit $v = 70$ Fuß Geſchwindigkeit durchſtrömen laſſen; bei langen Windleitungen, ſowie bei ſchwachen Windpreſſungen, muß man ſich aber, um nicht zu große Reibungsverluſte zu erhalten, mit einer Windgeſchwindigkeit $v = 35$ Fuß, und nach Befinden noch mit einer noch kleineren begnügen. Aus dem angenommenen Geſchwindigkeitswerthe v und dem durchzuführenden Windquantum Q pr. Secunde folgt dann die erforderliche Weite der Windleitung:

$$d = \sqrt{\frac{4\,Q}{\pi\,v}} = 1{,}13\,\sqrt{\frac{Q}{v}},$$

z. B. für $v = 35$ Fuß,

$$d = 0{,}191\,\sqrt{Q}\text{ Fuß} = 2{,}29\,\sqrt{Q}\text{ Zoll}.$$

Die Wandſtärke der Windleitungsröhren iſt nach den Formeln in Bd. I, §. 334 zu berechnen.

Die Verbindung der Röhren mit einander erfolgt entweder durch Kränze oder, namentlich bei Leitungen für erhitzte Gebläſeluft, durch Muffe (ſ. Bd. II, §. 145 und §. 276). Zum Abdichten an den Verbindungsſtellen genügt bei Leitungen für unerhitzten Wind, Pappe, Filz oder Blei; bei Leitungen für erhitzten Wind iſt dagegen ein feuerfeſter Eiſenkitt in Anwendung zu bringen. Man ſetzt dieſen Eiſenkitt zuſammen aus 30 bis 60 Theilen Eiſenfeile (auch Bohr- oder Drehſpäne), 1 Theil Salmiak und 1 Theil Schwefel, oder auch aus 15 Theilen Eiſenſpäne, 5 Theilen Lehm und 1 Theil Kochſalz. Plötzliche Querſchnitts- und Richtungsveränderungen ſind, aus bekannten Gründen, bei den Windleitungen zu vermeiden, daher hat man auch in dem letzteren Falle keine Knie-, ſondern Kropfſtücke mit einem größeren Krümmungshalbmeſſer in Anwendung zu bringen. Bei den größeren und vollkommneren Gebläſeanlagen theilt ſich in der Regel die Windleitung in mehrere Zweige, und es führt jede Zweigröhre den Wind nach einem anderen Punkte. Um endlich noch das durch die Düſe auszublaſende Windquantum

Digitized by Google

reguliren zu können, iſt in jeder Zweigröhre, und zwar nahe an der Düſe, ein Windſtock oder Windkaſten mit einem Sperrhahn oder Sperrventil angebracht. Windleitungen.

§. 412. Die Düſe iſt eine aus Eiſenblech zuſammengelöthete koniſche Röhre; ſie hat eine Länge von 1 bis 4 Fuß und eine Mündungsweite von 1 bis 4 Zoll; erſtere bei Gebläſen für Schmiedefeuer, letztere bei ſolchen für Koaks- und Anthracit-Hohöfen. Die Ausmündung der Düſe reicht nicht bis in den Feuer- oder Schmelzraum des Ofens, ſondern befindet ſich innerhalb der ſogenannten Form (franz. tuyère; engl. tuyere), eines aus Thon, Eiſen oder Kupfer beſtehenden Futters der Oeffnung zur Einführung des Windes in den Ofen. Letztere hat die Geſtalt eines abgekürzten Kegelmantels mit halb- oder vollkreisförmigen Grundflächen. Um das Abſchmelzen der Formen zu verhindern, macht man die Formenwände auch hohl und führt einen Strom kalten Waſſers durch den hohlen Raum. Dieſe Waſſerformen beſtehen gewöhnlich aus Keſſelblech, dagegen die Röhren, welche das Waſſer zu- und abführen, aus Blei. Die Lage der Form gegen den Schmelzraum iſt ſehr verſchieden und durch die Art des Schmelzprozeſſes bedingt; die Axe der Form liegt entweder ganz oder nahe horizontal, und die Mündung derſelben liegt entweder in der Ofenwand, oder ragt etwas in den Ofenraum hinein u. ſ. w. Düſen.

Damit die Form den aus der Düſe kommenden Wind ungehindert in den Ofen führe, iſt nöthig, daß die Axe der Düſe mit der des Formrüſſels möglichſt zuſammenfalle, ſowie auch daß die Düſenmündung der Formmündung nahe gleich ſei und möglichſt nahe liege. Deshalb ſchließt man auch die Düſen nicht feſt an die Windleitung an, ſondern verbindet ſie durch beſondere Mechanismen mit der letzteren, wodurch man ihnen die erforderliche Stellung giebt. Das einfachſte Mittel einer ſolchen Verbindung beſteht in der Einſchaltung eines ledernen Schlauches, welcher durch eiſerne Ringe mit Schrauben, einerſeits mit der Windleitung und andererſeits mit der Düſe feſt verbunden wird. Eine ſolche Einrichtung führt Fig. 852 (a. f. S.) im Grundriß vor Augen. Die Windleitung WA theilt ſich hier bei A in drei Zweige AC, AE_1 und AE_2, welche mittels der Düſen D, K_1 und K_2 den Wind in den Schmelzraum S führen, und mit den Regulirungs- oder Sperrventilen B, F_1 und F_2, ſowie mit den Schläuchen C, G_1 und G_2 ausgerüſtet ſind.

Bei der erhitzten Gebläſeluft laſſen ſich lederne Schläuche nicht anwenden und iſt daher ein feuerfeſter Mechanismus zur Düſenſtellung nöthig.

Einen ſolchen Apparat führt Fig. 853 (a. f. S.) vor Augen. Es enthält hier die mit einem beſonderen Mundſtück verſehene Düſe CD ein Kugelgelenk K und es iſt das außen abgedrehte Ende C derſelben mittels

Düſenſtellung. einer Stopfbüchſe EE in dem Ende der bei B gekröpften Windleitung ABF verſchiebbar. Um der Düſenaxe die erforderliche Richtung zu geben, bedarf es natürlich nur einer Drehung des Kugelgelenkes; zum Vor- und Zurück-

Fig. 852.

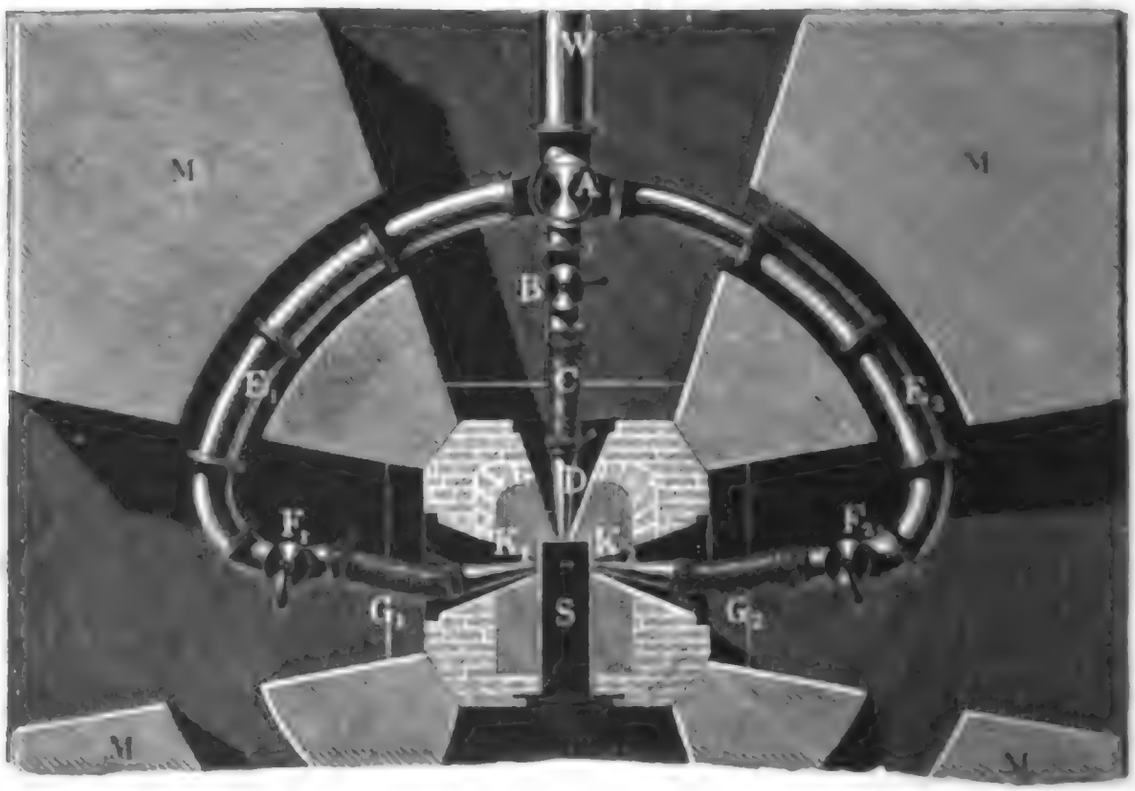


Fig. 853.

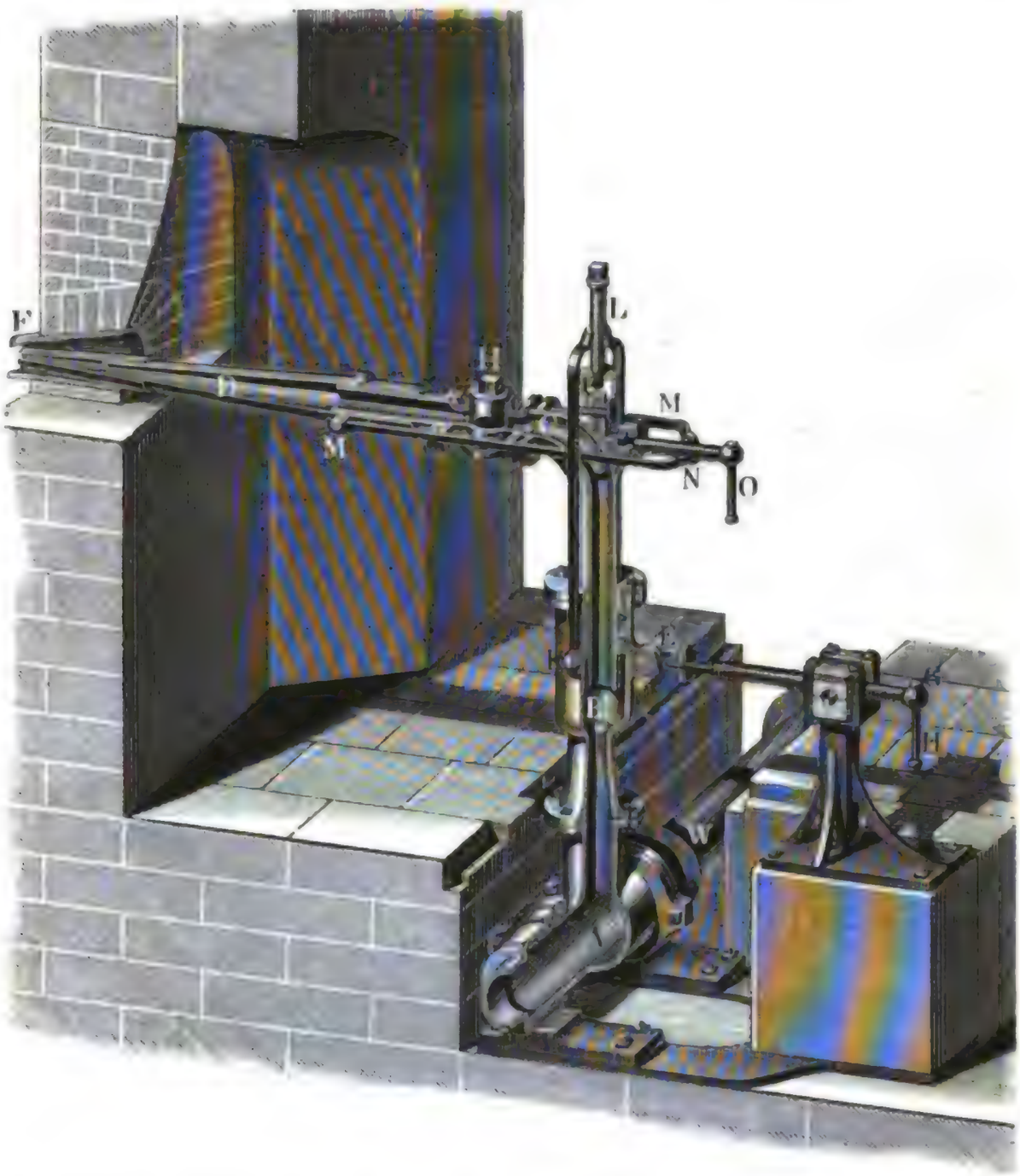
ſchieben der Düſe dient aber die Schraube FG, welche die Düſe mittels der Mutter F erfaßt, und durch eine Kurbel H in Umdrehung geſetzt wird. Endlich iſt zum Reguliren der Windmenge noch ein Schieber S angebracht, welcher zu beiden Seiten in Falzen liegt, überdies mit einem Liderungskranz bedeckt iſt, und ſich ebenfalls mittels eines Schrauben- und Kurbelmechanismus LMO ſtellen läßt.

Eine vollkommene Düſenſtellung, welche bei den Freiberger Schmelzhütten in Anwendung gekommen iſt (ſ. v. Herder's Schrift: die vorzüglichſten Apparate zur Erwärmung der Gebläſeluft, Freiberg 1840) iſt durch Fig. 854

Digitized by Google

im Aufriß dargeſtellt. Es iſt hier der Windſtänder ABC bei A durch zwei Stopfbüchſen ſo mit der Windleitung verbunden, daß er mittels einer Schraube EG und durch eine Kurbel GH vor- und rückwärts geneigt, Düſenſtellung.

Fig. 854.



und folglich dadurch der Düſe D die erforderliche Lage gegen den Horizont gegeben werden kann. Ferner iſt der obere Theil C des Ständers durch eine Stopfbüchſe und durch Stangen KL, KL ſo mit dem unteren Theile AB verbunden, daß er ſich mit Hülfe einer Schraube L in demſelben verſchieben und dadurch die ganze Düſe D höher oder tiefer ſtellen läßt. Uebrigens kann man durch Drehung des oberen Ständerendes im unteren, die Richtung der Düſe in horizontaler Ebene nach Erforderniß abändern.

Digitized by Google

Düſenſtellung. Endlich iſt die letztere über das Ende der Kropfröhre C weggeſchoben und läßt ſich mittels des Schraubenmechanismus MNM durch Umdrehung der Kubel O vor- und rückwärtsziehen. Noch ſieht man in der Abbildung bei F die Ofenform und bei H den Stellhahn zum Reguliren der Windmenge.

Erhitzte Gebläſeluft. §. 413. Die Anwendung der erhitzten Gebläſeluft hat ſich beſonders bei der Erzeugung des Roheiſens in Hohöfen und nächſtdem bei dem Umſchmelzen deſſelben in Cupolöfen, ſowie bei Verarbeitung des Eiſens in Friſch- und Schmiedefeuern bewährt. Es wird durch die erhitzte Gebläſeluft dem Ofen ein Theil Wärme zugeführt, welcher bei Anwendung der unerwärmten Luft auf Koſten des Brennmateriales im Ofen erzeugt wird, und hieraus iſt die durch die erſtere erlangte Erſparniß an Brennmaterial oder Vergrößerung der Production zu erklären. Natürlich iſt hierbei auch noch derjenige Brennmaterialaufwand mit in Betracht zu ziehen, welchen das Erhitzen der Gebläſeluft erfordert.

Die Erhitzung des Windes erfolgt in der Regel dadurch, daß man den durch das Gebläſe erzeugten und im Regulator angeſammelten Wind durch ein Syſtem von eiſernen Röhren ſtrömen läßt, welche man außen in einem Ofen erwärmt. Die Mittheilung der Wärme durch einen ſolchen Röhrenapparat iſt genau ſo zu beurtheilen, wie die durch Dampfkeſſel; es erfolgt dieſelbe um ſo vollkommener, je größer die Oberfläche des Röhrenapparates zum Inhalte deſſelben iſt (ſ. Bd. II, §. 373) und je länger die Luft in dieſem Erwärmungsapparat verweilt. Jedenfalls verhält ſich die Oberfläche zum Inhalte des Röhrenapparates wie der Umfang zum Inhalte des Röhrenquerſchnittes, und die Erwärmungszeit, bei gleicher Windgeſchwindigkeit, direct wie die Röhrenlänge; deshalb iſt die Erwärmung der Luft um ſo vortheilhafter, je größer das Verhältniß $\frac{p}{F}$ des Umfangs p zum Inhalte F des Röhrenquerſchnittes und je größer die Länge l der ganzen Röhre iſt. Das Verhältniß $\frac{p}{F}$ iſt bei einem kreisförmigen Querſchnitt am kleinſten, größer bei einem elliptiſchen ſowie bei einem rectangulären Querſchnitte; auch iſt es bei zwei getrennten Flächen größer als bei einer einzigen, noch größer aber bei drei Flächen u. ſ. w. Deshalb wendet man bei der Lufterhitzung mit Vortheil ſtatt der Röhren mit kreisförmigen Querſchnitten ſolche mit elliptiſchen Querſchnitten und ſtatt einer einzigen ſchlangenförmigen Röhre ein ganzes Syſtem von Röhren an. Da der Reibungswiderſtand der Luft in der Röhre auch mit $\frac{p}{F} l$ wächſt, ſo hat natürlich die Vergrößerung von $\frac{p}{F}$ und l ihre durch die Praxis zu beſtimmenden Grenzen.

Digitized by Google

Erhitzte Gebläſeluft.

Die Erwärmung der Röhren eines Lufterhitzungsapparates erfolgt entweder durch eine beſondere Feuerung oder durch die Gichtflamme des Ofens, in welchen die erhitzte Luft eingeführt wird, oder auch durch die Verbrennung von Gaſen, namentlich ſolcher, welche aus dem oberen Theil des Hohofens abgeleitet werden. Gewöhnlich erfolgt die Erhitzung der Gebläſeluft durch eine beſondere Feuerung in einem nahe bei der Düſe ſtehenden Zugofen, welcher den ganzen Röhrenapparat mit einer dicken Mauer umſchließt. Die unerhitzte Gebläſeluft wird oben, wo die Verbrennungsluft in den Schornſtein tritt und die Hitze am kleinſten iſt, in den Ofen eingeführt und ſtrömt unten, unmittelbar über dem Brennherd, wo die Wärmeentwickelung am ſtärkſten iſt, in das mit der Düſe in Verbindung ſtehende letzte Windleitungsſtück.

Bei einem Erwärmungsapparate, welcher durch die Gichtflamme oder durch Gichtgaſe erhitzt wird, fällt der Brennherd weg, übrigens iſt aber die Conſtruction dieſelbe wie bei einem ſolchen Apparate mit beſonderer Feuerung. Auch iſt noch nöthig, dem Erwärmungsapparat die zur Verbrennung der größtentheils aus Kohlenoxydgas beſtehenden Gicht- oder Hohofengaſe nöthige atmoſphäriſche Luft durch beſondere Canäle zuzuführen.

Da ſich dieſer Erhitzungsapparat auf der Gicht befindet, ſo iſt es natürlich nöthig, den kalten Wind durch die Windleitung am Hohofen in die Höhe bis zur Gicht, und den erwärmten Wind von da wieder herab bis zum Formgewölbe zu leiten. Um die Abkühlung des letzteren ſoviel wie möglich zu verhindern, muß man den abwärts führenden Röhrenſtrang mit einem Mantel oder einem ſchlechten Wärmeleiter umgeben.

Bei den Feuerungen mit Zugeſſen, wie z. B. bei Kupolöfen, Flammöfen, Friſchfeuern, befindet ſich der Lufterhitzungsapparat in der Eſſe ſelbſt, und erhält daher gar keine beſondere Umfangsmauer. Die Erhitzung der Gebläſeluft durch die gewöhnlichen Erwärmungsapparate ſteigt auf 150 bis 300 Grad C. Sehr gewöhnlich benutzt man auch die Gichtflamme u. ſ. w. zur Heizung von Dampfkeſſeln.

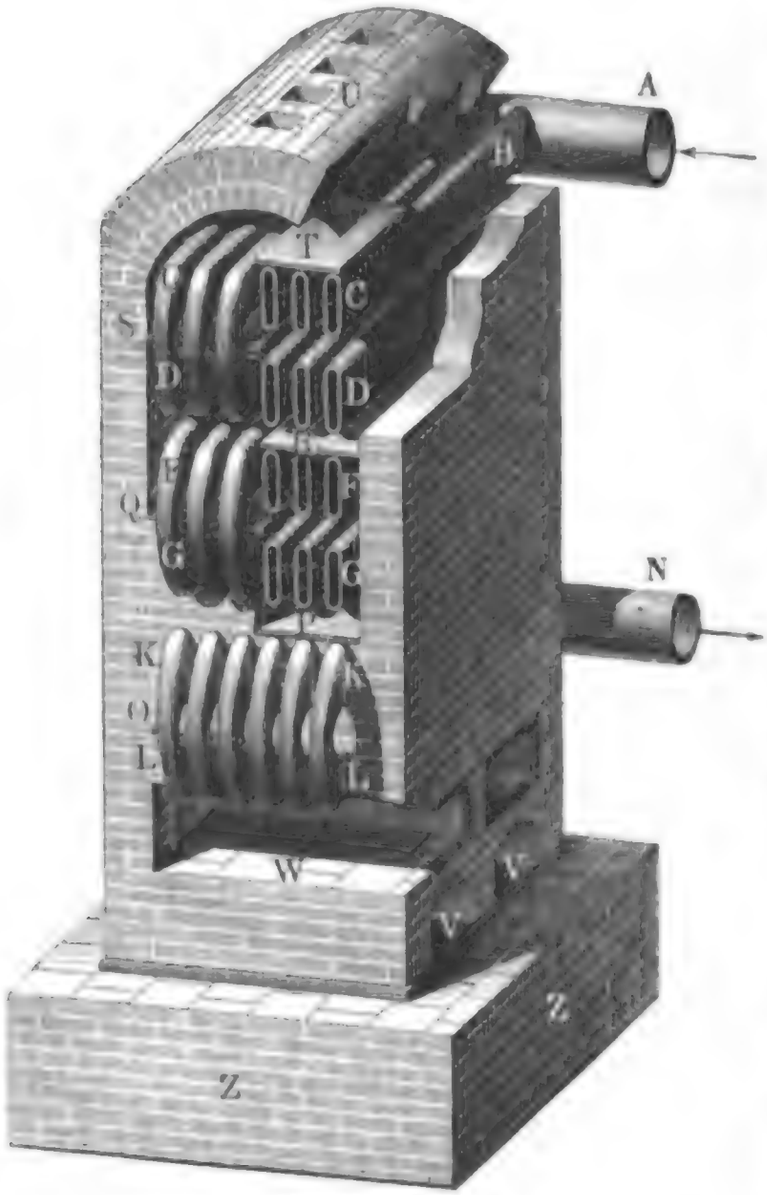
Einen neuen Apparat zur Erhitzung der Gebläſeluft (Warmwindapparat), welcher von der Friedrich-Wilhelmshütte bei Siegburg für die Eiſenhütte zu Haßlinghauſen conſtruirt worden iſt (ſ. Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure, Jahrgang I, 1857), führt Fig. 855 (a. f. S.) in einer monodimetriſchen Abbildung vor Augen. Das Ofengemäuer und die Heizröhren ſind hier theilweiſe, zur Erhöhung der Deutlichkeit, abgebrochen oder abgeſchnitten dargeſtellt worden. Dieſer Apparat beſteht aus 36 Röhren von elliptiſchen Querſchnitten, wovon jedoch nur je ſechs einen zuſammenhängenden Canal bilden. Die lichte Weite dieſer Röhren beträgt 3, dagegen die lichte Höhe derſelben 18 Zoll und die Länge des geraden Theiles einer ſolchen Röhre iſt $9\frac{1}{2}$ Fuß. Die Verbindung der übereinander

Digitized by Google

Erhitzte Gebläſeluft.

liegenden Röhren eines Canales erfolgt durch Kröpfe mit halbkreisförmiger Axe. Der ganze Ofen nimmt, bei einer Höhe von 22 Fuß, eine Baſis von nur $8 . 10 = 80$ Quadratfuß ein. In der Abbildung iſt *A* der den kalten Wind zuführende, und *N* der den erhitzten Wind abführende Theil der Windleitung, ferner *BCDFGKL* der erſte der ſechs Heizcanäle, *W* die eine von den zwei Feuerungen und *ZZ* die Grundmauer des Ofens. Die durch *V*, *V* zuſtrömende Luft, welche durch die Verbrennung in *W* erhitzt wird, ſteigt in Folge der den halben Querſchnitt des Ofens einnehmenden Scheidewände *O*, *P*, *Q*, *R*, *S*, *T* im Ofen ſchlangenförmig empor, wobei die Heizröhren von allen Seiten umſpielt werden, und tritt oben, nachdem ſie einen Theil ihrer Wärme an dieſe Röhren abgeſetzt hat, durch die Löcher bei *U* aus dem Ofen heraus.

Fig. 835.



Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

§. 414. Die erſte und weſentliche Verrichtung einer Luftbewegungsmaſchine, es möge dieſelbe ein Windbläſer oder ein Wetterſauger ſein, beſteht in einem Zuſammendrücken der Luft. Kämen hierbei keine Temperaturveränderungen vor, erfolgte alſo die Compreſſion der Luft nach dem Mariotte'ſchen Geſetze, ſo würde ſich der hierzu erforderliche Arbeitsaufwand wie folgt ermitteln laſſen.

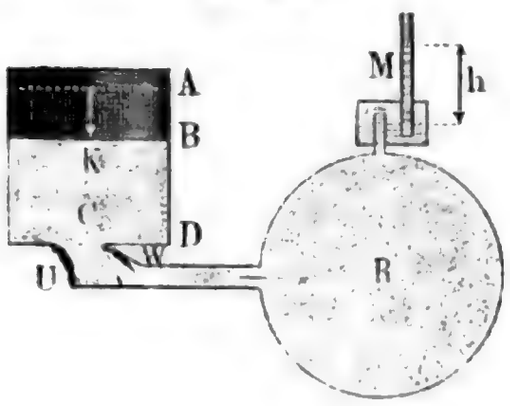
1. Es ſei die im Gebläſecylinder *C*, Fig. 856, befindliche atmoſphäriſche Luft von der Preſſung *p* durch den niedergehenden Kolben *K* in den Regulator *R* zu drücken, welcher bereits mit Luft von der größeren

Digitized by Google

Pressung p_1 erfüllt ist. Zuerst legt der Kolben einen gewissen Theil $AB = s_1$ seines ganzen Weges $AD = s$ zurück, wobei noch keine Luft in den Regulator R übertritt, sondern nur eine Zusammendrückung derselben statthat und die Pressung p in p_1 übergeht. Bezeichnet F den Inhalt der Kolbenfläche, so ist der hierzu erforderliche Arbeitsaufwand

Theoretische Arbeit der Gebläse.

Fig. 856.



$$A_1 = Fps\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right)$$

(s. Bd. I, §. 358).

Bei Zurücklegung des übrigen Kolbenweges $s - s_1$ ist der Widerstand der comprimirten Luft constant und zwar für die ganze Kolbenfläche $F_1 = Fp_1$, daher der entsprechende Arbeitsaufwand

$$A_2 = Fp_1\,(s - s_1).$$

Nun drückt aber auf der anderen Seite des Kolbens die atmosphärische Luft mit der Kraft Fp, und verrichtet bei Zurücklegung des ganzen Kolbenweges die Arbeit $A_3 = Fps$, folglich ist der gesammte Arbeitsaufwand zum Niederdrücken des Kolbens, bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse:

$$A = A_1 + A_2 - A_3 = Fps\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) + Fp_1\,(s - s_1) - Fps,$$

oder einfach, da dem Mariotte'schen Gesetze zufolge, $ps = p_1\,(s - s_1)$ ist,

$$A = Fps\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right).$$

Sehen wir auch von den Nebenhindernissen beim Rückgange des Kolbens ab, und denken wir uns das Saugventil U unendlich leicht, so können wir bei dieser Bewegung die Kräfte auf den beiden Seiten des Kolbens K einander gleich und folglich die hierbei zu verrichtende Arbeit = Null setzen, und es bleibt daher die gesammte mechanische Arbeit zum Comprimiren der Luft von der Dichtigkeit γ auf die Dichtigkeit γ_1, wobei die Spannung p in die Spannung $p_1 = \frac{\gamma_1}{\gamma}\,p$ übergeht:

$$\text{I.}\quad A = Fps\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = Vp\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = Vp\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right),$$

wenn $V = Fs$ das aus dem Gebläsecylinder in den Regulator gepreßte Luftvolumen, b den äußeren Barometer- und h den Manometerstand der in R eingeschlossenen Luft bezeichnet.

Es ist nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$Fps = Fp_1\,(s - s_1), \quad \text{oder} \quad Vp = V_1 p_1,$$

Digitized by Google

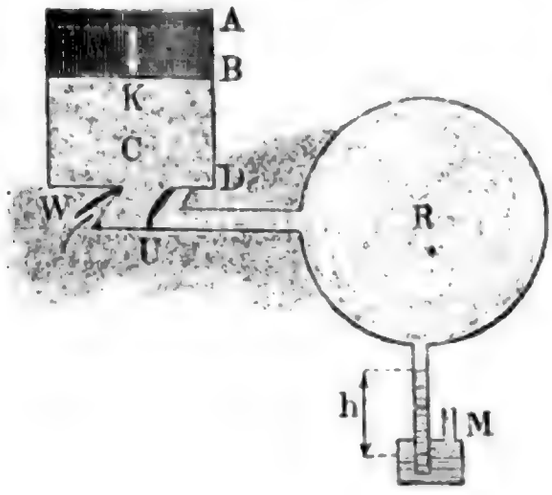
Theoretische Arbeit der Gebläse.

wenn $V_1 = F(s - s_1)$ das unter der inneren Pressung gemessene, in den Regulator R eingeführte Luftvolumen bezeichnet, und daher auch

$$\text{I}_*. \quad A = V_1 p_1 \, Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = V_1 p_1 \, Ln\left(\frac{b+h}{b}\right).$$

2. Es sei durch Auf- und Niederbewegung des Kolbens K, Fig. 857, aus dem Regulator R, welcher Luft von der kleinen Pressung p_1 enthält, ein gewisses Luftquantum $V_1 = Fs$ in die äußere Luft zu schaffen, welche die größere Pressung p hat. Beim Aufziehen des Kolbens drückt die äußere Luft mit der Kraft Fp der Bewegung entgegen und die innere Luft mit der Kraft Fp_1 in der Richtung der Bewegung, folglich ist der nöthige Arbeitsaufwand:

Fig. 857.



$$A_1 = (Fp - Fp_1)\, s$$
$$= Fs(p - p_1) = V_1(p - p_1).$$

Um die auf diese Weise in den Gebläsecylinder eingeführte Luft von der Pressung p_1 in die äußere Luft zu schaffen, muß dieselbe erst vom Kolben comprimirt und in die Pressung p versetzt werden, wozu die Arbeit

$$A_2 = V_1 p_1 \, Ln \frac{p_1}{p}$$

erforderlich ist.

Nach Vollendung dieser Compression, wobei das Luftvolumen V_1 in $V = \frac{p_1}{p} V_1$ übergegangen ist, eröffnet sich das Ausblaseventil W, es wird nun die Luft auf beiden Seiten des Kolbens gleich stark gedrückt und ist folglich ein Arbeitsaufwand zur weiteren Zurückbewegung des Kolbens nicht nöthig.

Ist s_1 der Kolbenweg während der Compression, so hat man noch die mechanische Arbeit, mit welcher die äußere Luft die Compression der inneren zu Hülfe kommt,

$$A_3 = Fps_1,$$

oder, da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{s - s_1}{s} = \frac{p_1}{p}, \text{ also}$$

$$s_1 = \left(1 - \frac{p_1}{p}\right) s = \left(\frac{p - p_1}{p}\right) s \text{ ist,}$$

$$A_3 = Fs(p - p_1) = V_1(p - p_1) = A_1.$$

und es reſultirt die geſammte mechaniſche Arbeit zum Fortſchaffen der Luftmenge V_1 aus dem Reſervoir in die freie Luft: Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

$$\text{II.}\quad A = A_1 + A_2 - A_3 = A_2 = V_1 p_1 \, Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = V p \, Ln\left(\frac{p_1}{p}\right).$$

Iſt h der Manometerſtand oder Ueberſchuß des äußeren Luftdruckes über dem Druck der im Regulator eingeſchloſſenen Luft, ſo hat man noch $\frac{p_1}{p} = \frac{b-h}{b}$, und daher auch

$$\text{II}_*.\quad A = V p \, Ln\left(\frac{b-h}{b}\right) = V_1 p_1 \, Ln\left(\frac{b-h}{b}\right).$$

Aus der Uebereinſtimmung der Formel unter I, I_*, II und II_* geht hervor, daß der geſammte Arbeitsaufwand zum Ausdehnen einer gewiſſen Luftmenge genau nach derſelben Formel beſtimmt wird, wie der zum Comprimiren derſelben, und daß nur inſofern ein Unterſchied vorhanden iſt, als der Manometerſtand h beim Comprimiren poſitiv und beim Ausdehnen negativ iſt.

§. 415. Die im vorigen Paragraphen entwickelten Ausdrücke zur Berechnung des Arbeitsaufwandes beim Zuſammendrücken und Ausdehnen der Luft haben nur dann die zum Gebrauche in der Praxis genügende Genauigkeit, wenn dieſe Dichtigkeitsveränderung nicht mit einer beträchtlichen Temperaturveränderung verbunden iſt, welches aber alle Mal dann vorausgeſetzt werden kann, wenn die Spannungsdifferenz $p_1 - p$ nur klein, z. B. noch unter $\frac{p}{20}$ iſt, oder wenn dieſe Dichtigkeitsveränderung ſo langſam vor ſich geht, daß die Wärme, welche im einen Falle frei und im anderen gebunden wird, hinreichend Zeit hat, ſich mit der der äußeren Luft ins Gleichgewicht zu ſetzen. Bei der gewöhnlichen Geſchwindigkeit der Gebläſekolben möchte allerdings eine ſolche Wärmeausgleichung bei Gebläſen nicht anzunehmen ſein, wohl aber giebt es Gebläſe und zumal Wettermaſchinen, wo der Manometerſtand h noch unter 1 Zoll Queckſilber oder 1 Fuß Waſſer, alſo $\frac{p_1 - p}{p}$ kaum größer als $1/30$ iſt; bei denſelben ſind ohne Weiteres die im Vorſtehenden entwickelten Formeln anwendbar. Hat man es dagegen mit größeren Manometerſtänden oder Spannungsunterſchieden zu thun, ſo iſt der Einfluß der Wärme auf die Dichtigkeitsveränderung zu groß, als daß er außer Acht gelaſſen werden könnte und daher bei Beſtimmung der mechaniſchen Arbeit von der in Bd. I, §. 430 und Bd. II, §. 348 entwickelten Formel

Digitized by Google

Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

$$\text{III.}\quad A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right) V p,$$

in welcher $\varkappa = 1{,}42$, das Verhältniß der ſpecifiſchen Wärme der Luft bei gleichem Drucke zu der bei gleichem Volumen bezeichnet, Gebrauch zu machen.

Da ſelbſt bei den ſtärkſten Gebläſen für Eiſenhohöfen mit Coaksfeuerung der Ueberdruck des Windes nicht ein drittel Atmoſphäre überſchreitet, alſo $\frac{p_1}{p}$ höchſtens $4/3$ iſt, ſo kann man für die Anwendung auf Gebläſe den letzten Ausdruck durch Entwickelung in eine Reihe, von welcher man nur die erſten zwei oder drei Glieder beibehält, eine zur Berechnung leichtere Form geben.

Es iſt

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{p_1 - p}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}$$
$$= 1 + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\cdot\frac{h}{b} + 1/2\cdot\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa} - 1\right)\left(\frac{h}{b}\right)^2$$
$$+ 1/6\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}\cdot\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa} - 1\right)\left(\frac{\varkappa-1}{\varkappa} - 2\right)\left(\frac{h}{b}\right)^3,$$

daher

$$\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right) = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\cdot\frac{h}{b} + \frac{\varkappa+1}{6\varkappa^2}\cdot\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b},$$

ſo daß nun die obige Formel für den Arbeitsaufwand eines Kolbenſpieles die Geſtalt

$$A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\cdot\frac{h}{b} + \frac{\varkappa+1}{6\varkappa^2}\cdot\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{V h}{b}\,p$$

annimmt.

Bezeichnet γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung, ſo kann man noch $p = 1 . b\gamma$ einſetzen, und es geht nun die Leiſtungsformel in folgende über:

$$\text{III}_*.\quad A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\cdot\frac{h}{b} + \frac{\varkappa+1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] V h \gamma.$$

Entwickelt man ebenſo die erſte Leiſtungsformel (I)

$$A = V p\, Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = V p\, Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) = V p\, Ln\left(1 + \frac{h}{b}\right)$$

in eine Reihe u. ſ. w., ſo erhält man nach Art. 19 der analytiſchen Hülfslehren in Bd. I:

$$A = \left[\frac{h}{b} - {}^1/_2\left(\frac{h}{b}\right)^2 + {}^1/_3\left(\frac{h}{b}\right)^3\right] Vp = \left[1 - {}^1/_2\,\frac{h}{b} + {}^1/_3\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{Vh}{b}\,p,$$

Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

oder

$$\text{IV.}\quad A = \left[1 - {}^1/_2\,\frac{h}{b} + {}^1/_3\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma.$$

Hätte man es mit einer incompreſſiblen Flüſſigkeit, z. B. mit Waſſer, zu thun, ſo würde der Arbeitsaufwand, welcher nöthig iſt, um das Flüſſigkeitsquantum V in einen Raum zu drücken, worin der Druck $h\gamma$ größer iſt als in dem anfänglichen Raum, durch den einfachen Ausdruck

$$\text{V.}\quad A = Vh\gamma$$

beſtimmt ſein.

Es iſt folglich unter gleichen Verhältniſſen der Arbeitsaufwand nach der erſten oder Wärmeformel (von Poiſſon) um

$$\Delta A = \left[\frac{1}{2\varkappa}\cdot\frac{h}{b} - \frac{\varkappa+1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma,$$

und nach der zweiten, dem Mariotte'ſchen Geſetze entſprechenden Formel, ſogar um

$$\Delta A_1 = \left[{}^1/_2\,\frac{h}{b} - {}^1/_3\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma$$

kleiner als nach der letzteren oder Waſſerformel. Nur bei ſehr kleinen Manometerſtänden, z. B. für $\frac{h}{b} = {}^1/_{100}$, geben alle drei Formeln nahe einen und denſelben Werth $Vh\gamma$ für L, und zwar denſelben, wie für das Heben und Fortſchaffen des Waſſers.

Setzen wir $\varkappa = 1{,}42$, ſo folgt

$$\Delta A = \left[0{,}3521\,\frac{h}{b} - 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma,$$

z. B. für $\frac{h}{b} = {}^1/_{20}$,

$$\Delta A = 0{,}0171\,Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0{,}0242\,Vh\gamma,$$

ferner für $\frac{h}{b} = {}^1/_{10}$,

$$\Delta A = 0{,}0332\,Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0{,}0467\,Vh\gamma,$$

für $\frac{h}{b} = {}^1/_5$,

$$\Delta A = 0{,}0624\,Vh\gamma \text{ und } \Delta A_1 = 0{,}0867\,Vh\gamma,$$

und für $\frac{h}{b} = {}^2/_5$,

$$AL = 0{,}1088\,Vh\gamma \text{ und } AL_1 = 0{,}1467\,Vh\gamma.$$

Im letzteren Falle giebt die Wärmeformel:

Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right) Vp = 3{,}381\,[(^7/_5)^{0{,}2958} - 1] \cdot {}^5/_2\, Vh\gamma$$
$$= 0{,}8847\, Vh\gamma,$$

folglich

$$\Delta A = 0{,}1153\, Vh\gamma,$$

und die auf das Mariotte'ſche Geſetz baſirte Formel

$$A = Vp\, Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = {}^5/_2\, Vh\gamma\, Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) = {}^5/_2\, Vh\gamma\, Ln\,(^7/_5)$$
$$= 0{,}8412\, Vh\gamma,$$

daher

$$\Delta A_1 = 0{,}1588\, Vh\gamma.$$

Es läßt ſich hiernach ermeſſen, daß für ſtärkere Windpreſſungen, wo $\frac{h}{b}$ größer als $^1/_5$. oder h über 6 Zoll iſt, zur Beſtimmung des Arbeitsaufwandes die Annäherungsformel

$$A = \left[1 - \frac{1}{2\varkappa} \cdot \frac{h}{b} + \frac{\varkappa + 1}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Vh\gamma$$

nicht mehr ausreicht, und daher die Grundformel

$$A = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right) Vp$$
$$= 3{,}381\left[\left(\frac{b+h}{b}\right)^{0{,}2958} - 1\right] Vp$$

in Anwendung zu bringen iſt.

Wenn die Gebläſemaſchine pr. Minute n Füllungen Wind in den Regulator drückt, ſo iſt das von derſelben pr. Secunde gelieferte theoretiſche Windquantum

$$Q = \frac{n}{60}\, V = \frac{n}{60}\, Fs,$$

und ebenſo die theoretiſche Leiſtung dieſer Maſchine:

$$L = \frac{n}{60}\, A = 3{,}381\left[\left(\frac{b+h}{b}\right)^{0{,}2958} - 1\right] Qp,$$

annähernd

$$= \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Qh\gamma.$$

Beſteht die ganze Gebläſemaſchine aus n_1 einfach-wirkenden Kolben, wovon jede pr. Minute n_2 Spiele macht, ſo iſt $n = n_1 n_2$, beſteht ſie aber aus n_1 doppelt-wirkenden Kolben, welche ſowohl beim Hin- als auch beim Rückgang Luft in den Regulator drücken, ſo iſt $n = 2\, n_1 n_2$, daher auch im erſten Falle

Digitized by Google

$$Q = \frac{nV}{60} = \frac{nFs}{60} = \frac{n_1 n_2}{60} \cdot Fs,$$

Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

und im zweiten

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} \cdot Fs.$$

Hat man es mit einem Exhauſtor oder Wetterſauger zu thun, welcher das Luftquantum Q pr. Secunde von der Preſſung $p_1 = (b - h)\gamma$ in die äußere Luft, deren Preſſung $p = b\gamma$ iſt, drückt, ſo iſt die erforderliche Leiſtung

$$L = 3{,}381\left[1 - \left(\frac{b-h}{b}\right)^{0{,}2958}\right]Qp,$$

annähernd

$$= \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]Qh\gamma,$$

wie bei der Compreſſion zu ſetzen.

Beiſpiel 1. Ein Hohofengebläſe arbeitet mit zwei doppelt-wirkenden Kolben von 4 Fuß Durchmeſſer, wovon jeder pr. Minute 10 Spiele von je 4 Fuß Hub macht, und bei einer äußeren Luftpreſſung von 27 Zoll, Wind von 32 Zoll Preſſung erzeugt. Wie groß iſt der erforderliche theoretiſche Arbeitsaufwand pr. Secunde?

Es iſt hier $n_1 = 2$ und $n_2 = 10$, ferner $F = \pi\left(\frac{d}{2}\right)^2 = 4\pi = 12{,}566$ Quadratfuß, und $s = 4$ Fuß, daher das pr. Secunde erzeugte Windquantum

$$Q = \frac{n_1 n_2}{30} Fs = \frac{2 \cdot 10}{30} \cdot 12{,}566 \cdot 4 = 33{,}51 \text{ Cubikfuß}.$$

Nun iſt noch $h = 32 - 27 = 5$ Zoll $= \frac{5}{12}$ Fuß und das Gewicht eines Cubikfußes Queckſilber (Barometer- und Manometerfüllung) $\gamma = 66 \cdot 13{,}6 = 897{,}6$ Pfund, daher folgt die geſuchte Arbeit, wenn man die Luft als incompreſſible Flüſſigkeit behandelt:

$$Qh\gamma = 33{,}51 \cdot \frac{5}{12} \cdot 897{,}6 = 12533 \text{ Fußpfund} = 24{,}57 \text{ Pferdekräfte}.$$

Wegen der mit der Vergrößerung des Druckes verbundenen Dichtigkeitsveränderung iſt aber die geſuchte theoretiſche Leiſtung

$$L = \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]Qh\gamma$$
$$= \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{5}{27}\right) + 0{,}2000\left(\frac{5}{27}\right)^2\right] \cdot 12533$$
$$= (1 - 0{,}0652 + 0{,}0069) \cdot 12533 = 0{,}9417 \cdot 12533$$
$$= 11802 \text{ Fußpfund} = 23{,}14 \text{ Pferdekräfte}.$$

Beiſpiel 2. Eine Wettermaſchine beſteht aus zwei einfach-wirkenden Kolben von je 10 Fuß Durchmeſſer, welche bei 6 Fuß Hub pr. Minute 12 Spiele machen und mit einem Ueberdruck von 4 Zoll Waſſerſäule (auf der Seite der äußeren Luft) arbeiten. Wie groß iſt die theoretiſche Wettermenge, welche von dieſer Maſchine in der Secunde weggeſaugt wird, und wie groß iſt der hierzu nöthige theoretiſche Arbeitsaufwand?

Digitized by Google

Theoretiſche Arbeit der Gebläſe.

Es iſt hier $F = \pi\left(\frac{d}{2}\right)^2 = 25\pi = 78{,}54$ Quadratfuß, folglich das Wetterquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n_1 n_2}{60} F s = \frac{2 \cdot 12}{60} \cdot 78{,}54 \cdot 6 = 24 \cdot 7{,}854 = 188{,}50 \text{ Cubikfuß}.$$

Wäre nun noch der äußere Barometerſtand 27 Zoll Queckſilber = 367 Zoll Waſſerſäule, ſo hätte man

$$\frac{h}{b} = \frac{4}{367} = 0{,}0109,$$

und daher den erforderlichen Arbeitsaufwand, da $h = \frac{4}{12} = \frac{1}{3}$ Fuß und $\gamma = 66$ Pfund, alſo $h\gamma = 22$ geſetzt werden kann:

$$\begin{aligned} L &= \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right)\right] Q h \gamma \\ &= (1 - 0{,}3521 \cdot 0{,}0109) \cdot 188{,}5 \cdot 22 \\ &= 4147 - 4147 \cdot 0{,}003838 = 4147 - 16 \\ &= 4131 \text{ Fußpfund} = 8{,}1 \text{ Pferdekräfte}. \end{aligned}$$

Der ſchädliche Raum.

§. 416. In Folge des ſchädlichen Raumes (franz. espace nuisible; engl. dead space) und der unvollkommenen Beweglichkeit der Ventile nehmen die Kolbengebläſe und Ventilatoren pr. Kolbenſchub eine Luftmenge auf, deren Volumen V noch etwas kleiner iſt als der vom Kolben durchlaufene Raum; es iſt daher auch bei Beurtheilung der Leiſtung eines ſolchen Gebläſes der hieraus erwachſende Windverluſt noch in Betracht zu ziehen. Es ſei wieder F der Inhalt der Kolbenfläche AB, Fig. 858; ferner bezeichne σ die Höhe $DG = CE$ des ſchädlichen Raumes im Cylinder, ſowie F_2 den Querſchnitt und l_2 die Länge des ſchädlichen Raumes in der Ventilkammer L. Dann iſt die nach Zurücklegung des Kolbenſchubes $AD = BC = s$ in der Gebläſemaſchine AEL zurückbleibende Windmenge

Fig. 858.

$$V_1 = F\sigma_1 + F_2 l_2,$$

oder wenn man dieſelbe, wie in Bd. II, §. 460,

$$= F\sigma$$

ſetzt, die auf die Kolbenfläche reducirte Höhe des ganzen ſchädlichen Raumes:

$$\sigma = \frac{V_1}{F} = \sigma_1 + \frac{F_2}{F} l_2.$$

Da das zurückbleibende Windquantum $F\sigma$ die innere Preſſung p_1 hat, ſo wird ſich beim darauf erfolgenden Zurückgange des Kolbens das Saugventil M nicht ſogleich eröffnen, ſondern es wird ſich dieſe abgeſperrte Luft erſt ſo weit ausdehnen müſſen, bis ſie die Preſſung p der äußeren Luft angenom-

Digitized by Google

men hat. Der Weg $CH = DK = \lambda$, welchen hierbei der Kolben zurücklegt, ist bestimmt durch die Mariotte'sche Formel

Der schädliche Raum.

$$\frac{\sigma + \lambda}{\sigma} = \frac{p_1}{p},$$

und daher

$$\lambda = \left(\frac{p_1}{p} - 1\right)\sigma = \left(\frac{b + h}{b} - 1\right)\sigma = \frac{h}{b}\sigma.$$

Bei dem übrigen Kolbenwege $s - \lambda$ strömt die Luftmenge

$$F(\sigma - \lambda) = F\left(s - \frac{h}{b}\sigma\right) = Fs\left(1 - \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}\right)$$

in den Gebläsecylinder; es findet daher in Folge der Ausdehnung der Luft im schädlichen Raume, der Windverlust $W = \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}Fs$, also relativ, im Vergleich zum theoretischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{h}{b} \cdot \frac{\sigma}{s}$$

statt.

Wenn wir oben das theoretische Windquantum eines Gebläses pr. Secunde

$$Q = \frac{n}{60}Fs$$

gesetzt haben, so folgt hiernach das effective Windquantum

$$Q_1 = \frac{n}{60}Fs\left(1 - \frac{h}{b}\frac{\sigma}{s}\right).$$

Es wächst also der aus dem schädlichen Raum hervorgehende Windverlust wie die Höhe σ dieses Raumes und wie der erzeugte Ueberdruck oder der Manometerstand h. Bei Gebläsen von niedrigem Druck, wo z. B. $\frac{h}{b} = {}^1/_{20}$ ist, fällt überhaupt dieser Verlust unbedeutend klein aus, denn stiege $\frac{\sigma}{s}$ auf ${}^1/_{10}$, so wäre dieser Verlust doch nur ${}^1/_{20} \cdot {}^1/_{10} = {}^1/_{200}$, d. i. ${}^1/_2$ Procent der geometrischen oder theoretischen Windmenge.

Da bei dem Durchlaufen des Weges $CH = DK = \lambda$ die abgesperrte Luft mit einer stärkeren Kraft auf den Kolben drückt als die äußere Luft, so erfordert hierbei aber auch der Kolben gar keine Kraft, sondern es nimmt derselbe von der sich allmälig bis zur Spannung der äußeren Luft ausdehnenden, im schädlichen Raume abgesperrten Luft das Arbeitsquantum

$$F\sigma p_1 Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = F\sigma p_1 Ln\left(\frac{b + h}{b}\right)$$

auf, so daß das resultirende Arbeitsquantum pr. Spiel

Digitized by Google

Der schädliche Raum.

$$A = F(s+\sigma)\,p\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) - F\sigma p_1\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right)$$
$$= [Fsp - F\sigma(p_1 - p)]\,Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = Fp\left(s - \frac{h}{b}\sigma\right)Ln\left(\frac{p_1}{p}\right)$$
$$= Fp\,(s-\lambda)\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right),$$

theoretisch genau dasselbe ist, welches dem gelieferten Windquantum $V = F(s-\lambda)$ entspricht.

Aehnlich ist das Verhältniß bei dem Luftsauger. Hier ist beim tiefsten Kolbenstande CD der schädliche Raum mit atmosphärischer Luft angefüllt, und es ist für den Weg $CH = DK = \lambda$, welchen der Kolben bei geschlossenem Saugventile V zurücklegt, bestimmt durch die Formel

$$\frac{\sigma+\lambda}{\sigma} = \frac{b}{b-h},$$

so daß

$$\lambda = \left(\frac{b}{b-h} - 1\right)\sigma = \frac{h}{b-h}\,\sigma$$

ausfällt.

Es ist also hier das Verhältniß des Luftverlustes zu dem geometrischen Windquantum:

$$\frac{W}{V} = \frac{\lambda}{s} = \frac{h}{b-h}\cdot\frac{\sigma}{s}$$

und das effective Luftquantum, gemessen unter dem inneren Drucke $(b-h)$:

$$Q_1 = \frac{n}{60}\,F(s-\lambda) = \frac{n}{60}\,Fs\left(1 - \frac{h}{b-h}\cdot\frac{\sigma}{s}\right).$$

Da $\frac{h}{b-h}$ größer als $\frac{h}{b}$ ist, so fällt dieser Verlust an Luftmenge, unter übrigens gleichen Umständen und Verhältnissen, bei den Luftsaugern größer aus als bei den Luftbläsern. Für $\frac{h}{b-h}\,\frac{\sigma}{s} = 1$, d. i. für $h = \frac{sb}{s+\sigma}$ oder $\sigma = \left(\frac{b-h}{h}\right)s$, ist sogar $Q_1 =$ Null, weil dann erst am Ende des Kolbenschubes der Druck der im schädlichen Raume abgesperrten Luft, $= \frac{b\sigma}{s+\sigma} = \frac{\sigma}{s}\,h = b-h$ ist und sich folglich das Saugventil M gar nicht eröffnet. Diesem Luftverlust entsprechend erwächst aber auch wieder ein Arbeitsgewinn, indem der Kolben am Anfange des Aufganges noch nicht die ganze Kraft auszuüben hat, sondern dieselbe erst dann den Werth $Fh\gamma$ annimmt, wenn der Kolben den Weg $\lambda = \frac{h}{b-h}\,\sigma$ zurückgelegt hat. Es ist deshalb auch bei dem Luftsauger die Arbeit pr. Spiel

Digitized by Google

$$A = F p_1 (s - \lambda) Ln\left(\frac{p_1}{p}\right) = F p_1 \left(s - \frac{h}{b-h}\sigma\right) Ln\left(\frac{b}{b-h}\right)$$

Der ſchädliche Raum

zu ſetzen.

Wenn wir nun auch bei den vorſtehenden Entwickelungen nur das einfache Mariotte'ſche Geſetz zu Grunde gelegt haben, ſo können wir, da es ſich hier nur um die Ausmittelung einer kleinen Correction handelt, erwarten, daß die Ergebniſſe derſelben eine für die Praxis hinreichende Genauigkeit gewähren. Aus dieſem Grunde können wir auch in der Folge, wie oben, das erforderliche Arbeitsquantum eines Gebläſes pr. Secunde

$$L = \left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Qh\gamma$$

ſetzen, wenn wir nur das fortgeſchaffte Luftquantum pr. Secunde

$$Q = \frac{nF}{60}(s - \lambda),$$

und zwar für Luftbläſer

$$Q = \frac{nFs}{60}\left(1 - \frac{h}{b}\,\frac{\sigma}{s}\right)$$

und für Luftſauger

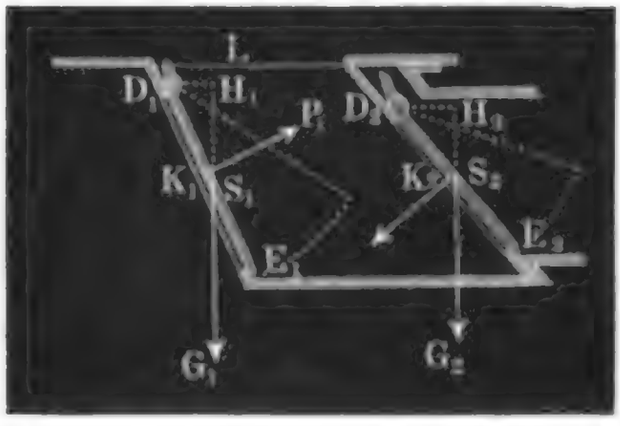
$$Q = \frac{nFs}{60}\left(1 - \frac{h}{b-h}\cdot\frac{\sigma}{s}\right)$$

einführen, dürfen jedoch nicht außer Acht laſſen, daß dieſes Luftvolumen im erſten Falle unter dem äußeren Drucke (b), und im letzteren unter dem inneren Drucke ($b - h$) zu meſſen iſt.

§. 417. Einen beachtungswerthen Arbeitsverluſt erleidet ein Gebläſe noch dadurch, daß ſich die Ventile nur bei einem gewiſſen Ueberdrucke eröffnen, ſo daß der Druck der Luft im Gebläſecylinder während des Einſaugens kleiner iſt als der äußere Luftdruck, und dagegen während des Ausblaſens größer ausfällt als der Druck im Regulator oder in der Windleitung. Bezeichnet G_1 das Gewicht des Saugventiles $D_1 E_1$, Fig. 859, und b_1 den Hebelarm $D_1 H_1$ deſſelben, ſowie G_2 das Gewicht des Blaſeventiles $D_2 E_2$, und b_2 den Hebelarm $D_2 H_2$ deſſelben, ſo iſt das Moment zum Eröffnen des einen, $= G_1 b_1$, ſowie das zum Eröffnen des andern, $= G_2 b_2$.

Verluſte durch die Ventile.

Fig. 859.



Bezeichnet ferner F_1 den Inhalt des Querſchnittes der Saugmündung, F_2 den der Blaſemündung, ferner a_1 den

Digitized by Google

Verluste durch die Ventile

Abstand $D_1 K_1$ der Mitte K der ersteren Mündung von der Drehungsaxe D, sowie a_2 den der zweiten Mündung, so hat man für den durch die Höhe z_1 einer Flüssigkeitssäule von der Dichtigkeit γ gemessenen Ueberdruck im ersteren Falle:

$$F_1 z_1 \gamma a_1 = G_1 b_1,$$

daher

$$z_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1 \gamma},$$

und im zweiten Falle:

$$F_2 z_2 \gamma a_2 = G_2 b_2,$$

daher

$$z_2 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2 \gamma}.$$

Es ist also während des Einsaugens der Druck im Gebläsecylinder nicht $b\gamma$, sondern $(b - z_1)\gamma$, und dagegen während des Ausblasens derselbe nicht $(b + h)\gamma$, sondern $(b + h + z_2)\gamma$, und nun leicht zu ermessen, daß aus diesen Ueberdrücken sowohl ein Verlust an Windmenge, als auch ein solcher an mechanischer Arbeit erwächst. Um diese Verluste möglichst herabzuziehen, muß man die Ventile möglichst leicht und ihre Hebelarme möglichst klein machen. Aus letzterem Grunde soll man die Ventile nicht horizontal legen, sondern in geneigter Lage aufhängen.

Das beim Kolbenaufgange eingenommene Luftquantum ist, ohne Rücksicht auf den Verlust durch den schädlichen Raum, $V = Fs$, und hat die Pressung $z_1\gamma$; es ist folglich das auf den äußeren Luftdruck $b\gamma$ reducirte Luftquantum:

$$V_1 = \left(\frac{b - z_1}{b}\right) V = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs,$$

und daher der Windverlust in Folge des Ueberdruckes z_1:

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b} Fs = \frac{z_1}{b} V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft im Cylinder den Kolben aufzuschieben sucht, ist $= F(b - z_1)\gamma$, und daher die von derselben verrichtete Arbeit

$$A_1 = Fs\,(b - z_1)\gamma.$$

Die Arbeit beim Zusammendrücken der Luft, wobei $b - z_1$ in $b + h + z_2$ übergeht, ist

$$A_2 = Fs\,(b - z_1)\gamma\, Ln\left(\frac{b + h + z_2}{b - z_1}\right),$$

und die beim hierauf zu erfolgenden Ausblasen:

$$A_3 = F\,(s - s_1)\,(b + h + z_2)\gamma;$$

daher ist der ganze Arbeitsbedarf während eines Kolbenschubes, wobei das Luftvolumen $V_1 = \left(1 - \frac{z_1}{b}\right) Fs$ aus der Pressung b in die Pressung $b + h$ gebracht wird,

Digitized by Google

Verluſte durch die Ventile

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = Fs\gamma\left[(b - z_1)\,Ln\left(\frac{b+h+z_2}{b-z_1}\right)\right.$$
$$\left. + (s - s_1)(b + h + z_2) - s\,(b - z_1)\right],$$

oder einfach, da nach dem Mariotte'ſchen Geſetze, $(s - s_1)(b + h + z_2) = s(b - z_1)$ iſt,

$$A = Fs\,(b - z_1)\,\gamma\,Ln\left(\frac{b+h+z_2}{b-z_1}\right).$$

Nun iſt aber $\frac{b+h+z_2}{b-z_1}$ annähernd $= \frac{b+h}{b} + \frac{z_1+z_2}{b}$, daher läßt ſich auch

$$A = Fsb\gamma\,Ln\left(\frac{b+h}{b} + \frac{z_1+z_2}{b}\right) - Fsz_1\gamma\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right)$$
$$= Fsb\gamma\left[Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) + \frac{z_1+z_2}{b+h}\right] - Fsz_1\gamma\,\frac{h}{b},$$

d. i.

$$= Fsb\gamma\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) + Fs\gamma\left(\frac{b}{b+h}(z_1+z_2) - \frac{h}{b}z_1\right),$$

oder, wenn man noch im letzten Gliede $\frac{h}{b}$ vernachläſſigt,

$$A = Fsb\gamma\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) + Fs(z_1+z_2)\gamma$$
$$= Vp\,Ln\left(\frac{b+h}{b}\right) + V(z_1+z_2)\gamma$$

ſetzen.

Bei dem Luft- oder Wetterſauger findet ein ganz ähnliches Verhältniß ſtatt.

Während des Einſaugens der Luft aus dem Regulator in den Cylinder iſt die Preſſung der Luft in letzteren, $= b - h - z_1$, folglich das Luftquantum pr. Schub, reducirt auf die Preſſung $b - h$ im Reſervoir:

$$V_1 = \left(\frac{b-h-z_1}{b-h}\right)Fs$$

und der Windverluſt

$$V - V_1 = \frac{z_1}{b-h}\,Fs = \frac{z_1}{b-h}\,V.$$

Die Kraft, mit welcher die Luft den Kolben auf- oder fortzuſchieben ſucht, iſt $= F(b - h - z_1)\,\gamma$, und die entſprechende Arbeit

$$A_1 = Fs\,(b - h - z_1)\,\gamma.$$

Beim Rückgange des Kolbens iſt dagegen die Arbeit zum Comprimiren von $b - h - z_1$ auf $b + z_2$:

Digitized by Google

Verluſte durch die Ventile.

$$A_2 = Fs\,(b - h - z_1)\,\gamma\,Ln\left(\frac{b + z_2}{b - h - z_1}\right),$$

und die Arbeit zum Ausblaſen in die freie Luft:

$$A_3 = F(s - s_1)\,(b + z_2)\,\gamma.$$

Nun hat man aber noch $(s - s_1)\,(b + z_2) = s\,(b - h - z_1)$, daher folgt das geſammte Arbeitsquantum pr. Spiel:

$$A = A_2 + A_3 - A_1 = A_2 = Fs\,(b - h - z_1)\,\gamma\,Ln\left(\frac{b + z_2}{b - h - z_1}\right).$$

Wenn man $\frac{b + z_2}{b - h - z_1}$ annähernd $= \frac{b}{b - h} + \frac{z_1 + z_2}{b}$ ſetzt, u. ſ. w., ſo folgt:

$$A = Fs\,(b - h)\,\gamma\,Ln\left(\frac{b}{b - h}\right) + Fs\gamma \cdot \frac{b - h}{b}\,(z_1 + z_2),$$

oder, wenn man im letzten Gliede $\frac{h}{b}$ vernachläſſigt,

$$A = V\,(b - h)\,\gamma\,Ln\left(\frac{b}{b - h}\right) + V\,(z_1 + z_2)\,\gamma$$

$$= Vp_1\,Ln\left(\frac{b}{b - h}\right) + V\left(\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right).$$

Es iſt alſo der Arbeitsverluſt, welcher aus dem Widerſtande der Ventile hervorgeht, ſowohl bei den Luftſaugern als auch bei den Luftbläſern:

$$\triangle A = V\,(z_1 + z_2)\,\gamma = V\left(\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right).$$

Wenn wir die Nutzleiſtung durch die ſchärfere Formel ausdrücken, ſo können wir folglich die erforderliche Leiſtung eines Gebläſes pr. Secunde

$$L = \left(\left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]h\gamma + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right)Q$$

ſetzen.

Beiſpiel. Bei dem Barometerſtand $b = 27$ Zoll iſt der Manometerſtand eines Gebläſes, $h = 3$ Zoll, das Ventilgewicht pr. Quadratfuß Ventilmündung, $\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 10$ Pfund und der Hebelarm dieſes Gewichtes Ein Viertel der Ventilbreite, alſo

$$\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = {}^1/_4,$$

daher die zur Bewegung deſſelben erforderliche Leiſtung pr. Secunde:

$$L = \left(\left[1 - 0{,}3521 \cdot \left(\frac{3}{27}\right) + 0{,}2000\left(\frac{3}{27}\right)^2\right]\frac{3}{12} \cdot 66 \cdot 13{,}6 + 10 \cdot \frac{1}{4} + 10 \cdot \frac{1}{4}\right)Q$$

$$= [(1 - 0{,}0355) \cdot 224{,}4 + 5]\,Q = (216{,}4 + 5)\,Q = 221{,}4\,Q \text{ Fußpfund.}$$

Iſt noch der Inhalt der Kolbenfläche $F = 10$ Quadratfuß und die mittlere Kolbengeſchwindigkeit $v = 3$ Fuß, ſo hat man das theoretiſche Windquantum, gemeſſen unter dem äußeren Luftdrucke:

$$Q = Fv = 10 . 3 = 30 \text{ Cubikfuß},$$

Verluſte durch die Ventile.

daher den Windverluſt wegen der Ventilgewichte:

$$\triangle Q = \frac{z_1}{b} Q = \frac{10\,Q}{4\,b\,\gamma} = \frac{10 . 12}{4 . 27 . 66 . 13{,}6} Q = \frac{Q}{806} = 0{,}037 \text{ Cubikfuß},$$

alſo ſehr unbedeutend, und endlich die Leiſtung

$$L = 221{,}4 . 30 = 6642 \text{ Fußpfund} = 13 \text{ Pferdekräfte}.$$

§. 418. Andere und größere Windverluſte erwachſen den Kolbengebläſen mit Ventilen aus dem Entweichen des Windes während des Zuſchlagens und in Folge des undichten Abſchließens der Ventile. Es fließt natürlich bei dem Zuſchlagen des Saugventiles eine gewiſſe Windmenge wieder aus dem Cylinder zurück in die freie Luft, und ebenſo beim Zuſchlagen des Blaſeventiles, eine gewiſſe Windmenge aus dem Regulator zurück in den Cylinder (vergl. §. 362); da ferner die Gebläſeventile nicht ganz luftdicht abſchließen, ſo ſtrömt auch während des Anſaugens etwas Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinder, und entweicht ebenſo beim Ausblaſen ein Theil des Windes aus dem Cylinder in die freie Luft. Deshalb iſt denn auch bei dieſen Gebläſen die effective Windmenge pr. Secunde, gemeſſen unter dem äußeren Luftdrucke, nur

$$Q_1 = \chi Q = 0{,}60\,Q \text{ bis } 0{,}75\,Q$$

in Anſatz zu bringen.

An dieſem Verluſte hat, wie aus dem Obigen (§. 416) hervorgeht, der ſogenannte ſchädliche Raum den kleinſten Antheil. Derſelbe iſt bei den gewöhnlichen Kolbengebläſen mit Ventilen von gar keinem Belang, denn am Ende reducirt ſich der ganze Verluſt, welchen derſelbe verurſacht, auf die Arbeit zur Ueberwindung der Nebenhinderniſſe, zumal der Kolbenreibung, bei Durchlaufung des Kolbenweges λ, welcher nach dem Mariotte'ſchen Geſetze, $= \frac{h}{b}\sigma$, und nach dem Poiſſon'ſchen Geſetze ſogar nur $= \frac{h}{\varkappa b}\sigma = 0{,}704\,\frac{h}{b}\sigma$ zu ſetzen iſt.

Verluſte durch die Schieber.

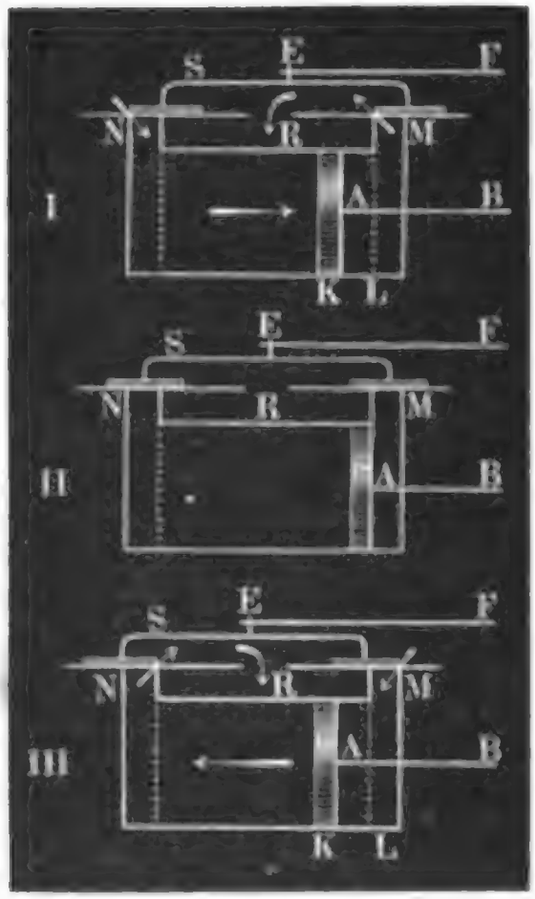
Ganz anders iſt aber der Einfluß des ſchädlichen Raumes auf die Wirkung des Gebläſes bei den Kolbengebläſen mit Schieberſteuerung. Um eine genaue Einſicht in die Wirkungsweiſe eines ſolchen Gebläſes zu erlangen, denken wir uns den Gebläſekolben K und Schieber in drei auf einander folgenden Stellungen I, II und III, Fig. 860 (a. f. S.), wobei der erſtere nahe am Ende und der letztere nahe in der Mitte ſeines Weges befindlich iſt. Bei der Stellung I iſt der Kolben auf dem Wege von links nach rechts begriffen, bei der Stellung II iſt er am Ende ſeines Weges, und bei der wieder mit I zuſammenfallenden Stellung III hat er bereits ſeinen Weg von rechts nach links angetreten, wogegen ſich der Schieber bei allen drei Stellungen von rechts nach links bewegt. In dem Augenblicke, wo der Kolben in die Stellung I gelangt, werden die Zugänge M und N zu dem Gebläſecylinder von den beiden Schieberdecken verſperrt, und es hört

Digitized by Google

Verluſte durch die Schieber.

nun ſowohl links das Einſaugen als auch rechts das Ausblaſen der Luft in den Regulator R auf. Während nun der Schieber aus der Stellung I in die Stellung II übergeht, ſind beide Cylinderzugänge verſchloſſen und es legt der Kolben K den letzten Theil $KL = s_1$ ſeines Weges zurück, ohne daß Luft eingeſaugt noch ausgeblaſen wird. Dieſes Abſperren der Cylinderzugänge dauert noch fort, während der Schieber aus II in III übergeht und der Kolben wieder in die erſte Stellung (I) zurückkehrt, wobei die abgeſperrte Luft auf beiden Seiten wieder in den erſten Dichtigkeitszuſtand zurückgeführt wird. Bei der fortgeſetzten Bewegung des Schiebers von rechts nach links ſind beide Luftwege eröffnet, und es ſchiebt der ebenfalls von rechts nach links gehende Kolben K die auf der linken Seite abgeſperrte Luft durch N in den Regulator, und ſaugt auf der rechten Seite von außen durch M friſche Luft ein. Dieſes Ausblaſen und Einſaugen findet in der folgenden Stellung, wo der Kolben in der Mitte ſeines Weges iſt und die Cylinderzugänge ganz eröffnet ſind, am vollkommenſten ſtatt.

Fig. 860.



Bezeichnet wieder F die Kolbenfläche, s den Kolbenhub und σ die reducirte Höhe des ſchädlichen Raumes, ſo iſt bei der Stellung III das Luftvolumen im Raume links:

$$C_1 = F(s - s_1 + \sigma),$$

und das im Raume rechts, reducirt auf den äußeren Luftdruck:

$$C_2 = F(s_1 + \sigma)\frac{b+h}{b}.$$

Bei der nächſten Abſperrung der Luftwege iſt die Stellung des Schiebers wie in I, und die des Kolbens in Hinſicht auf I entgegengeſetzt, folglich auch das links im Cylinder zurückbleibende Luftvolumen, reducirt auf den äußeren Luftdruck,

$$C_2 = F(s_1 + \sigma)\frac{b+h}{b},$$

ſowie das rechts im Cylinder angeſammelte Luftvolumen

$$C_1 = F(s - s_1 + \sigma),$$

daher die pr. Kolbenſchub eingeſaugte und ausgeblaſene Luftmenge, gemeſſen unter dem äußeren Luftdrucke: Verluſte durch die Schieber.

$$V_1 = C_1 - C_2 = F\left(s - s_1 + \sigma - (s_1 + \sigma)\frac{b+h}{b}\right)$$

d. i.

$$V_1 = F\left(s - 2s_1 - (s_1 + \sigma)\frac{h}{b}\right),$$

und der entſprechende Windverluſt:

$$V - V_1 = F\left(2s_1 + (s_1 + \sigma)\frac{h}{b}\right).$$

Das bei der Stellung III durch M abgeſperrte Luftvolumen $F(s_1 + \sigma)$ geht bei der weiteren Fortbewegung des Schiebers durch Ausblaſen in die freie Luft aus der Preſſung $b + h$ in die Preſſung b über, wobei das Windquantum

$$\triangle V = F(s_1 + \sigma)\frac{b+h}{b} - F(s_1 + \sigma) = F\frac{h}{b}(s_1 + \sigma)$$

ganz verloren geht.

Auch tritt in ſofern noch eine Unregelmäßigkeit in der Winderzeugung des Schiebergebläſes ein, als anfangs, bei Eröffnung der Luftwege, wo der Schieber aus der Stellung III in die nächſt folgende übergeht, Wind aus dem Regulator zurück in den Cylinderraum ſtrömt.

Die mechaniſche Arbeit, welche das Schiebergebläſe zur Erzeugung der Windmenge $F\left(s - 2s_1 - (s_1 + \sigma)\frac{h}{b}\right)$ erfordert, iſt daher:

$$A = \left[1 - 0{,}3521\frac{h}{b} + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] F(s - 2s_1)\,h\gamma.$$

Der im Vorſtehenden gefundene Windverluſt und das gedachte nachtheilige Zurückſtrömen des Windes aus dem Regulator in den Cylinder laſſen ſich dadurch herabziehen, daß man den Schieber nicht genau ſeine mittlere Stellung einnehmen läßt, wenn der Kolben am Ende ſeines Weges iſt, ſondern daß man denſelben gegen die Kolbenbewegung etwas zurückbleiben läßt, wie z. B. Fig. 861 (a. f. S.) darſtellt, und die Luftwege M und N von dem Schieber erſt dann abſperrt, wenn der Kolben K am Ende ſeines Weges ankommt. In dieſem Falle iſt die pr. Kolbenſchub gelieferte Windmenge:

$$V_1 = C_1 - C_2 = F(s + \sigma) - F\sigma\frac{b+h}{b} = Fs - F\sigma\frac{h}{b},$$

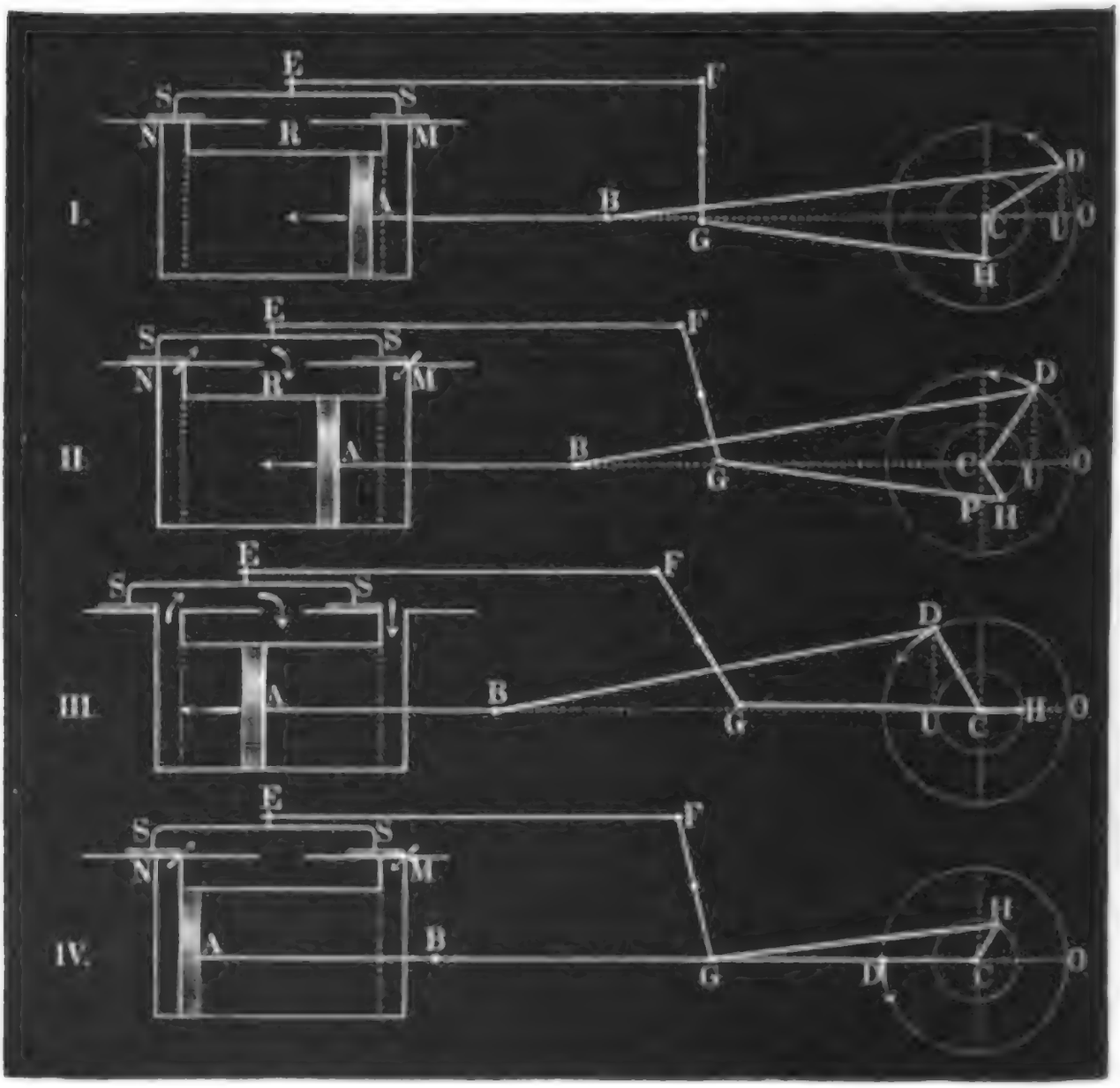
alſo größer als im erſten Falle; dagegen iſt aber die erforderliche mechaniſche Arbeit des Gebläſes in dieſem Falle eine etwas größere, weil der Schieber bei der darauf folgenden Bewegung des Kolbens von rechts nach links die

Digitized by Google

Verluste durch die Schieber.

Luftcanäle absperrt und dadurch zu einer Zusammendrückung der abgesperrten Luft auf der einen Seite, sowie zu einer Ausdehnung der abgesperrten Luft auf der anderen Seite Veranlassung giebt. Wenn nun bei der in II

Fig. 861.



dargestellten Eröffnung dieser Canäle die abgesperrte Luft auf der linken Seite eine Pressung über $b + h$ angenommen hat, so strömt dieselbe mit erhöhter Geschwindigkeit in den Regulator R, und wenn ebenso die abgesperrte Luft auf der rechten Seite in eine Pressung unter b übergegangen ist, so strömt die äußere Luft mit erhöhter Geschwindigkeit in den Cylinder, und es geht auf diese Weise die auf diese stärkere Zusammendrückung und Ausdehnung der Luft verwendete mechanische Arbeit wieder verloren.

Bei den Schiebergebläsen mit Schieberkammern (s. §. 408) sind diese Bewegungs- und Wirkungsverhältnisse im Wesentlichen dieselben.

Schiebermechanismus.

§. 419. Die Bewegung des Gebläseschiebers erfolgt durch ein Kreisexcentrik oder einen Krummzapfen genau auf dieselbe Weise wie die eines

Digitized by Google

Dampfſchiebers (vergl. Bd. II, §. 421 u. f. w., ſowie Bd. III, §. 277 u. f. w.). Wenn auch vielleicht die Kolbenſtange AB, Fig. 861, durch eine Dampfmaſchine unmittelbar in Bewegung geſetzt wird, ſo iſt dennoch, zur Erzeugung einer regelmäßigen Bewegung, mittels einer Kurbelſtange BD und einer Kurbel CD ein Schwungrad angeſchloſſen; und es läßt ſich daher der Gebläſeſchieber S durch die Schwungradwelle C, mittels eines Kreisexcentriks oder einer Kurbel CH u. ſ. w., wie ein gewöhnlicher Dampfſchieber in Bewegung ſetzen. Bei der Anordnung der Gebläſemaſchinen in Fig. 860 müſſen die beiden Kurbelarme CD und CH einen Rechtwinkel DCH zwiſchen ſich einſchließen, da hier am Ende des Kolbenweges der Schieber in der Mitte ſteht; um aber, wie bei der Anordnung in Fig. 861, den Schieber erſt am Ende des Kolbenſchubes die Luftmenge abſperren zu laſſen, bedarf es nur einer Vergrößerung des Winkels DCH oder einer Zurückſtellung des Schieberarmes CH. Schiebermechanismus.

Bezeichnet a die Weite der Luftwege M und N, und d die Breite einer Schieberdecke, ſo iſt die Bedeckung des Schiebers zu beiden Seiten, bei der mittleren Stellung deſſelben,

$$e = \frac{d - a}{2},$$

und der Schieberweg während der Bedeckung der Luftcanäle:

$$2e = d - a.$$

Bezeichnet bei dem abgebildeten Anſchluß des Schiebers und des Kolbens an die umlaufende Welle C, r die Armlänge CD der Kurbel, welche mit dem Kolben, ſowie r_1 die Armlänge CH der Kurbel, welche mit dem Schieber in Verbindung ſteht, und α den Winkel DCO (I), oder das Zurückbleiben des Schieberarmes CH gegen den Kurbelarm CD, alſo der Winkel zwiſchen beiden Armen CD und CH:

$$DCH = 90^0 + \alpha,$$

ſo iſt die Bedeckung $\overline{PH}$ (II) $= \frac{d - a}{2} = r_1 \, sin. \, \alpha$, und hiernach das Zurückbleiben durch die Formel

$$sin. \, \alpha = \frac{d - a}{2 r_1}$$

beſtimmt.

Ferner iſt der Kolbenweg bei der Eröffnung der Luftwege:

$$s_1 = \overline{OU}(II) = r \, (1 - cos. \, 2\alpha) = 2 r \, sin. \, (\alpha)^2 = 2 r \left(\frac{d - a}{2 r_1}\right)^2.$$

Nun iſt aber der Excentrikarm $r_1 = \frac{d + a}{2}$, und $2r$ der ganze Kolbenſchub s, daher hat man auch

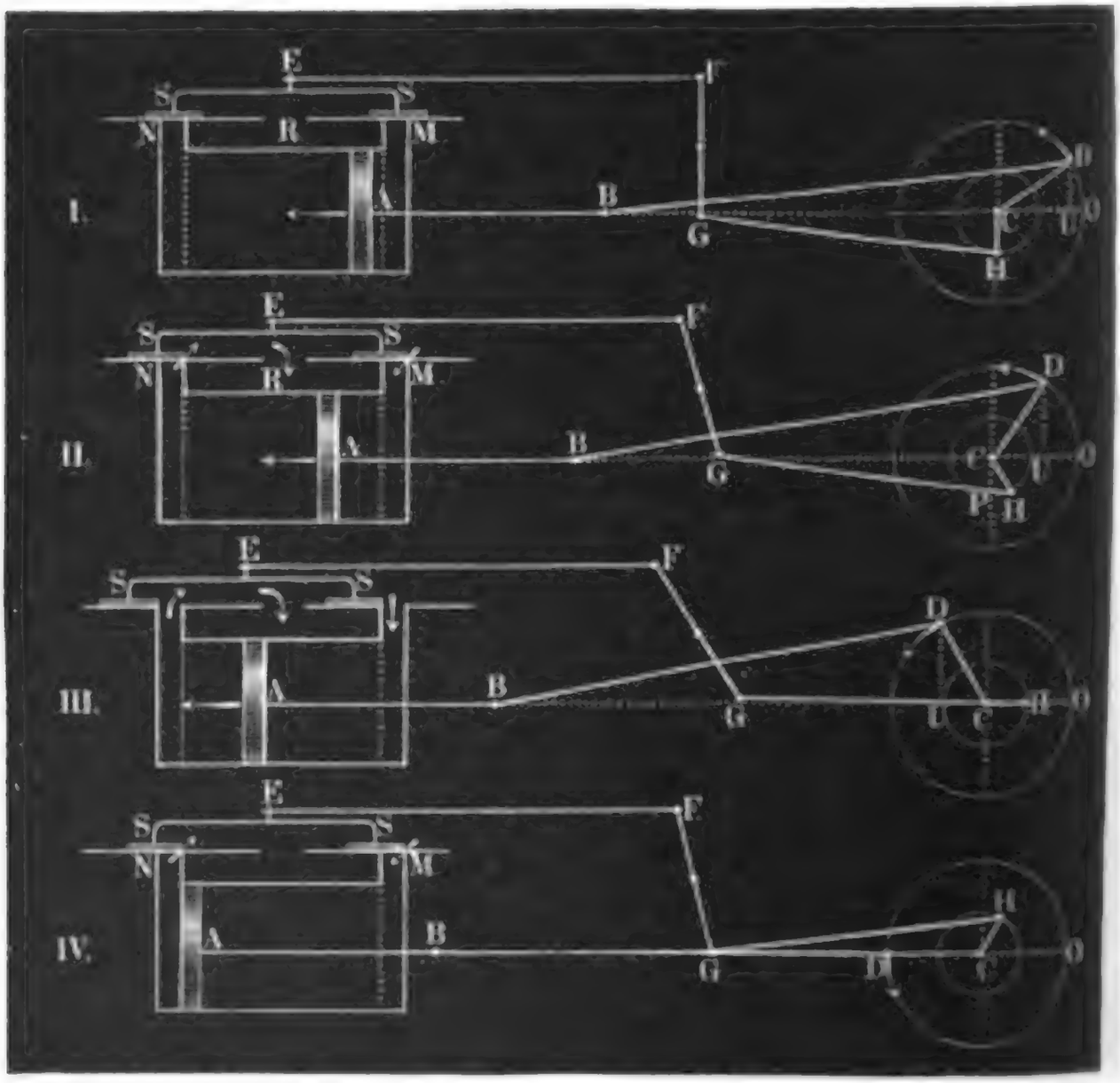
$$s_1 = s \left(\frac{d - a}{d + a}\right)^2.$$

Digitized by Google

Schieber-mechanismus.

Damit weder ein Zurückſtrömen des Windes aus dem Regulator in den Cylinder ſtattfinde, noch eine übergroße Preſſung des Windes im Cylinder

Fig. 862.



eintrete, muß $\frac{s_1}{s} = \frac{h}{b}$, wo h den Manometer- und b den Barometerſtand bezeichnet, ſein; es iſt folglich

$$\frac{d-a}{d+a} = \sqrt{\frac{h}{b}},$$

und die erforderliche Schieberbreite

$$d = \left(\frac{1+\sqrt{\frac{h}{b}}}{1-\sqrt{\frac{h}{b}}}\right) a = \frac{\sqrt{b}+\sqrt{h}}{\sqrt{b}-\sqrt{h}}\, a,$$

Digitized by Google

annähernd

Schieber-mechanismus.

$$= \left(1 + 2\sqrt{\frac{h}{b}}\right) a,$$

und der Excentrikarm

$$r_1 = \frac{\sqrt{b}}{\sqrt{b} - \sqrt{h}} a \text{ annähernd } = \left(1 + \sqrt{\frac{h}{b}}\right) a$$

zu machen.

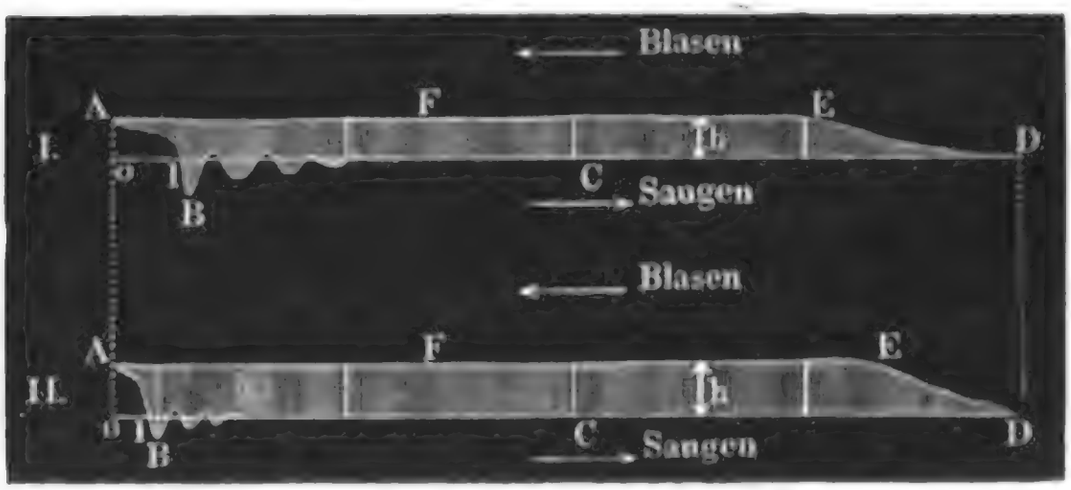
Um einen möglichſt kleinen Windverluſt zu erhalten, wäre allerdings dem Obigen zufolge s_1, möglichſt klein, alſo d nur wenig größer als a zu machen, alſo die Schieberbedeckung auf das Kleinſte herabzuziehen.

§. 420. Um die Spannungsverhältniſſe der Luft im Innern des Gebläſecylinders während eines Kolbenſpieles kennen zu lernen, kann man einen Watt'ſchen Indicator (ſ. Band II, §. 454) auf den Gebläſecylinder aufſchrauben und von demſelben eine Curve aufzeichnen laſſen, deren Coordinaten die Preſſung der Luft im Innern des Gebläſecylinders bei jedem Kolbenſtande anzeigen.

Gebläſe-Indicatoren.

Zwei ſolche Indicatorcurven ſind in Fig. 863 I und II abgebildet. Sie

Fig. 863.



ſind an einem großen doppelt-wirkenden Kolbengebläſe mit Klappventilen von 2,2 Meter Durchmeſſer und 1,6 Meter Hub beobachtet worden, und zwar erſtere (I) bei 17 und letztere (II) bei 13 Kolbenſpielen pr. Minute. Der untere Theil $ABCD$ eines ſolchen Diagramms iſt während des Einſaugens, und der obere Theil $DEFA$ während des Ausblaſens vom Indicatorſtift aufgezeichnet worden. Man erſieht, daß ſich das Saugventil beim Beginn eines Kolbenſpieles nicht ſogleich eröffnet, ſondern daß der Kolben erſt einen Theil oI ſeines Weges oD zurücklegt, ehe ſich dieſes Ventil eröffnet, und daß der vollſtändigen Eröffnung erſt einige Schwingungen derſelben vorausgehen. Bei der ſchnelleren Kolbenbewegung (I) tritt die ſtetige Eröffnung des Saugventiles erſt dann ein, wenn der

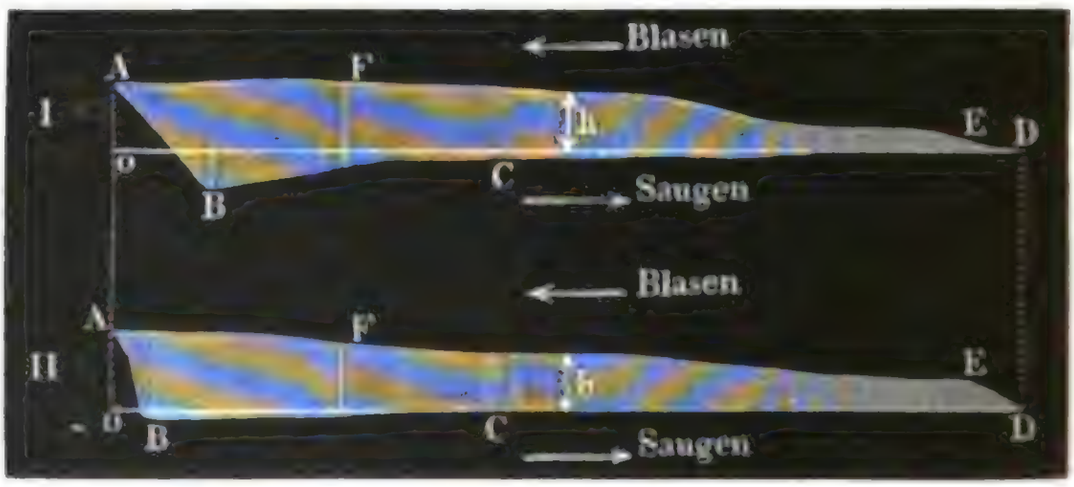
Digitized by Google

Gebläse-Indicatoren.

Kolben den vierten Theil seines Weges zurückgelegt hat, bei der langsamen Kolbenbewegung II aber schon bei ein Sechstel des Kolbenweges. Bei Durchlaufung des übrigen Kolbenweges ist die Spannung der Luft im Cylinder sehr constant und sehr nahe der der äußeren Luft, da der entsprechende Theil CD der Indicatorcurve ziemlich mit der Nulllinie oD zusammenfällt. Der obere Theil $DEFA$ der Curve ist während des Comprimirens und Ausblasens aufgezeichnet worden; man ersieht aus demselben, daß der Kolben im ersten Falle (I) nahe ein Viertel und im zweiten Falle nahe ein Sechstel seines Weges zurücklegen mußte, ehe die Luft eine constante Pressung (h) angenommen hat. Auch ist die Pressung im zweiten Falle größer als im ersten, was allerdings darin schon seine Erklärung findet, daß im zweiten Falle das mit derselben Arbeitskraft erzeugte Windquantum ein kleineres ist.

In Fig. 864, I und II, sind zwei andere Indicatordiagramme dargestellt,

Fig. 864.



welche man an einem Schiebergebläse von 1,34 Meter Kolbendurchmesser und 1 Meter Kolbenweg beobachtet hat. Bei der ersten Curve (I) war die Anzahl der Spiele pr. Minute 70, die mittlere Windpressung $h = 1{,}50$ Centimeter Quecksilber, und das Zurückbleiben des Schiebers gegen den Kolben im Mittel 5,8 Centimeter; bei der zweiten Curve war dagegen die Anzahl der Spiele pr. Minute 60, die mittlere Windpressung 1,45 Centimeter Quecksilber, und das Zurückbleiben des Schiebers im Mittel nur 9 Millimeter. Wenn also der Kolben am Ende seines Weges war, mußte der Schieber im ersten Falle noch 58, und im zweiten nur 9 Millimeter zurücklegen, ehe die Luftwege eröffnet wurden. Der untere Theil $ABCD$ einer solchen Curve gehört auch hier der Kolbenbewegung oD beim Einsaugen, sowie der obere Theil $DEFA$ dem Kolbenweg Do beim Comprimiren und Ausblasen der Luft an. Man ersieht, daß im zweiten Falle (II) das Einsaugen der Luft am Anfange des Kolben-

Digitized by Google

weges $o\,D$ bei II viel eher erfolgt als bei I und daß hierbei die Verdünnung der Luft bedeutend kleiner iſt und auch nur eine viel kürzere Zeit lang anhält als bei I. Auch bemerkt man aus dem Laufe des oberen Curvenſtückes, daß die Compreſſion der Luft in II eine regelmäßigere und ſtärkere als in I, jedoch noch immer viel veränderlicher als bei dem Gebläſe mit Ventilen iſt (ſ. Fig. 863, II), wo nach Zurücklegung eines kleinen Kolbenweges eine ziemlich conſtante Preſſung eintritt. Vor Allem geht aus der Vergleichung der Curven I und II in Fig. 864 hervor, daß durch eine größere Geſchwindigkeit und durch ein größeres Zurückbleiben des Schiebers die Wirkung des Schiebergebläſes herabgezogen wird. (S. Publication indust. par M. Armengaud ainé, Vol. XII). Gebläſe-Indicatoren.

§. 421. Die Nebenhinderniſſe eines Kolbengebläſes beſtehen hauptſächlich aus dem Widerſtande beim Durchgange der Luft durch die Ventilöffnungen und aus der Reibung des Gebläſekolbens an der inneren Cylinder- oder Kaſtenwand. Nebenhinderniſſe der Gebläſe.

Nach dem Durchgange der Luft durch eine Verengung geht dieſelbe plötzlich aus einer größeren Geſchwindigkeit v_m in eine kleinere Geſchwindigkeit v_1 über, wobei die Geſchwindigkeitshöhe

$$\frac{(v_m - v_1)^2}{2\,g}$$

verloren geht (ſ. Band I, §. 404).

Iſt p die Preſſung und γ die Dichtigkeit der Luft vor, ſowie p_1 die Preſſung nach dem Durchgange der Luft durch die Verengung, ſo hat man nach Band I, §. 431, die der Preſſungsdifferenz $(p_1 - p)$ entſprechende Geſchwindigkeitshöhe

$$\frac{v^2}{2\,g} = \frac{p}{\gamma}\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right);$$

daher iſt hier

$$\frac{(v_m - v_1)^2}{2\,g} = \frac{p}{\gamma}\,\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)$$

zu ſetzen.

Jedenfalls fällt der Preſſungsverluſt $(p - p_1)$ beim Durchgange der Luft durch ein Ventil nur klein aus, daher läßt ſich annähernd

$$\frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(1 - \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right) = \frac{p - p_1}{p}$$

und

$$p - p_1 = q_1 = \frac{(v_m - v_1)^2}{2\,g}\,\gamma$$

ſetzen.

Bezeichnet noch F_m den Inhalt der Ventilöffnung, α den zugehörigen

Digitized by Google

Nebenhinderniſſe der Gebläſe.

Contractionscoefficienten und F_1 den Querſchnitt des Luftſtromes nach dem Durchgange durch das Ventil, ſo hat man annähernd

$$\alpha F_m v_m = F_1 v_1,$$

und daher

$$q_1 = \left(\frac{F_1}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v_1^2}{2g} \gamma.$$

Um dieſe Formel auf das Einſaugen der Luft in den Gebläſecylinder anwenden zu können, muß man ſtatt v_1^2 das mittlere Quadratrad der Kolbengeſchwindigkeit, ſowie ſtatt F_1 die Kolbenfläche F einführen. Dies giebt hier

$$q_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

Bezeichnet F_1 die Ventilfläche, G_1 das Gewicht des Saugventiles, b_1 den Hebelarm deſſelben und a_1 die halbe Ventilbreite, ſo hat man auch (nach §. 417)

$$q_1 = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1},$$

hiernach

$$\left(\frac{F}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1},$$

und daher den Inhalt der (nicht mit der Ventilmündung zu verwechſelnden) Ventilöffnung

$$F_m = \frac{F}{\alpha \sqrt{\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} \cdot \frac{2g}{v^2 \gamma} + 1}},$$

annähernd

$$= \frac{F}{\alpha} \sqrt{\frac{F_1 a_1}{G_1 b_1} \cdot \frac{v^2}{2g} \gamma}.$$

Hiernach iſt nun die Kolbenkraft beim Einſaugen der Luft:

$$W_1 = F q_1 = \left(\frac{F}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} F \gamma = \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F.$$

Bezeichnet d den Kolbendurchmeſſer, iſt alſo $F = \frac{\pi d^2}{4}$, und giebt e die Breite des Liderungskranzes an, ſo iſt die Kolbenreibung

$$W_2 = \varphi \pi d e q_1 = 4 \varphi \frac{e}{d} F q_1,$$

und daher die geſammte Kolbenkraft beim Anſaugen der Luft durch Ventile:

$$P_1 = W_1 + W_2 = \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right) F q_1$$

$$= \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right)\left(\frac{F}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} F \gamma = \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right) \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} F.$$

Nebenhindernisse der Gebläse.

Bezeichnet F_n den Querschnitt der Durchgangsmündung des Blaseventiles, F_3 den Querschnitt der nach dem Regulator führenden Windleitung, und v_3 die Geschwindigkeit des Windes in derselben, so hat man für den Druck, welcher beim Durchgange durch F_n verloren geht, bei der mittleren Dichtigkeit des Windes $= \gamma_1$,

$$q_2 = \left(\frac{F_3}{\alpha F_n} - 1\right) \frac{v_3^2}{2g} \gamma_1,$$

oder, wenn man noch $Fv = F_3 v_3$ setzt,

$$q_2 = \left(\frac{F_3}{\alpha F_n} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1.$$

Dieser Druckverlust wird aber durch den Druck zur Erzeugung der Geschwindigkeit v_3 und zur Ueberwindung der Reibung in der Windleitung noch vergrößert und zwar um

$$\left(1 + \xi \frac{p_3 l_3}{4 F_3}\right)\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1,$$

wobei ξ den Reibungscoefficienten der Luft, p_3 den Umfang und l_3 die Länge der Windleitung bezeichnet (s. Bd. I, §. 427), daher ist vollständig

$$q_2 = \left[\left(\frac{F_3}{\alpha F_n} - 1\right)^2 + 1 + \xi \frac{p_3 l_3}{4 F_3}\right]\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1.$$

Auch ist $\left[\left(\frac{F_3}{\alpha F_n} - 1\right)^2 + 1\right]\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1 = \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}$, wenn, wie oben (§. 417), G_2 das Gewicht des Blaseventiles und b_2 den Hebelarm desselben, sowie F_2 die Ventilfläche und a_2 die halbe Breite derselben bezeichnet; so daß sich der Querschnitt der Ventilöffnung:

$$F_n = \frac{\frac{1}{\alpha} F_3}{\sqrt{\frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\left(\frac{F_3}{F}\right)^2 \frac{2g}{v^2 \gamma_1} - 1} + 1}$$

bestimmt.

Nun ist aber die mittlere Kraft zum Comprimiren der Luft von $p = b\gamma$ auf $p_1 = (b + h)\gamma$,

$$P = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1\right) F p,$$

daher folgt die gesammte Kolbenkraft beim Zusammendrücken und Ausblasen der Luft:

Digitized by Google

Gebläſekraft.

$$P_2 = \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left(\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)\right]p + q_2\right)F$$

$$= \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)p + \left[\left(\frac{F_3}{\alpha F_n} - 1\right)^2 + 1 + \xi\frac{p_3 l_3}{4 F_3}\right]\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\gamma_1\right]F$$

$$= \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)p + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi\frac{p_3 l_3}{4 F_3}\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\gamma_1\right]F,$$

und die ganze Arbeit für ein Spiel, bei einfacher Wirkung:

$$A = (P_1 + P_2)\,s$$

$$= \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)p + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi\frac{p_3 l_3}{4 F_3}\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\gamma_1\right]Fs.$$

Liefert das Gebläſe pr. Minute n Cylinderräume Luft in den Regulator, ſo iſt die erforderliche Arbeit deſſelben pr. Secunde

$$L = \frac{n}{60}A$$

$$= \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)p + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi\frac{p_3 l_3}{4 F_3}\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\gamma_1\right]\frac{n}{60}Fs$$

$$= \left(1 + 4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)p + \frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2} + \xi\frac{p_3 l_3}{4 F_3}\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g}\gamma_1\right]Q,$$

wenn $Q = \frac{n}{60}Fs$ das theoretiſche Windquantum, gemeſſen unter dem äußeren Luftdrucke, bezeichnet.

Digitized by Google

Gebläsekraft.

Beispiel. Ein Cylindergebläse besteht aus zwei Cylindern von je $4\frac{1}{2}$ Fuß Durchmesser mit doppelt-wirkenden Kolben, wovon jeder pr. Minute sechszehn $4\frac{1}{2}$-fußige Spiele macht, und einen Liderungskranz von 4 Zoll Breite hat. Dasselbe soll bei dem Barometerstand $b = 27$ Zoll, Wind von $h = 6$ Zoll Ueberdruck liefern und es ist nun die Frage nach dem erforderlichen Arbeitsaufwand.

Die Nutzleistung ist

$$L_1 = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right) Qp = 3{,}381\left[\left(\frac{33}{27}\right)^{0{,}2958} - 1\right] Qp$$

$$= 3{,}381 \,.\, 0{,}06115\, Qp = 0{,}20675\, Qp = 0{,}20675 \,.\, \frac{27}{12} \,.\, 897{,}6\, Q$$

$$= 417{,}5\, Q \text{ Fußpfund.}$$

Ist das Hebelarmverhältniß der Ventile:

$$\frac{b_1}{a_1} = \frac{b_2}{a_2} = \tfrac{1}{2},$$

und das Gewicht derselben pr. Quadratfuß Ventilfläche:

$$\frac{G_1}{F_1} = \frac{G_2}{F_2} = 15 \text{ Pfund,}$$

so nimmt der Durchgang der Luft durch die Ventile die Arbeit

$$L_2 = \left(\frac{G_1 b_1}{F_1 a_1} + \frac{G_2 b_2}{F_2 a_2}\right) Q = 2 \,.\, \tfrac{1}{2} \,.\, 15\, Q = 15\, Q \text{ Fußpfund}$$

in Anspruch.

Ist das Verhältniß der Länge l_3 der Windleitung zur mittleren Weite, $d_3 = \frac{4F_3}{p_3}$, $\frac{l_3}{d_3} = 20$, und der Querschnitt der Windleitung ein Zwanzigstel der Kolbenfläche, also $F_3 = \frac{F}{20}$; setzt man ferner die Dichtigkeit des Windes, $\gamma_1 = 0{,}085$ Pfund und den Reibungscoefficienten desselben, $\zeta = 0{,}024$, so hat man den durch die Reibung des Windes in der nach dem Regulator führenden Röhre erzeugten Arbeitsverlust

$$L_3 = \zeta \frac{p_3 l_3}{4 F_3}\left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma_1 Q = 0{,}024 \,.\, 20 \,.\, 400 \,.\, 0{,}085 \,.\, 0{,}016\, Q v^2$$

$$= 0{,}2611\, Q v^2.$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist

$$v = \frac{16 \,.\, 9}{60} = 2{,}4 \text{ Fuß,}$$

folglich das Quadrat derselben, $= 5{,}76$ und das mittlere Geschwindigkeits-quadrat (nach Bd. II, §. 452), $= 1{,}645 \,.\, 5{,}76 = 9{,}47$; daher folgt

$$L_3 = 0{,}2611 \,.\, 9{,}47\, Q = 2{,}47\, Q,$$

und daher das erforderliche Arbeitsquantum des Gebläses:

$$L = \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right)(L_1 + L_2 + L_3)$$

$$= (417{,}5 + 15 + 2{,}47)\left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right) Q = 435\left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right) Q.$$

Führt man noch $\varphi = \frac{1}{4}$ und $\frac{e}{d} = \frac{1}{54} = \frac{2}{27}$, setzt also $4\varphi \frac{e}{d} = \frac{e}{d} = \frac{2}{27} = 0{,}07407$ ein, so erhält man

$$L = 435 \,.\, 1{,}07407\, Q = 467\, Q.$$

Digitized by Google

Gebläsekraft.

Da die Kolbenfläche $F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot (\frac{9}{4})^2 = 15{,}904$ Quadratfuß und der Kolbenhub $s = \frac{9}{2}$ Fuß ist, so folgt das theoretische Windquantum pr. Kolbenschub:

$$V = Fs = 15{,}904 \,.\, 4{,}5 = 71{,}57 \text{ Cubikfuß},$$

und da die Anzahl der sämmtlichen Kolbenschube pr. Minute, $n = 2 \,.\, 2 \,.\, 16 = 64$ ist, so beträgt das theoretische Windquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{n}{60} V = \frac{64}{60} \,.\, 71{,}57 = \frac{16}{15} \,.\, 71{,}57 = 76{,}34 \text{ Cubikfuß},$$

und es ist das gesuchte Arbeitsquantum des Gebläses:

$$L = 467 \,.\, 76{,}34 = 35651 \text{ Fußpfund} = 70 \text{ Pferdekräfte}.$$

Widerstände bei Schiebergebläsen.

§. 422. Bei den Schiebergebläsen sind die Widerstände, welche der Durchgang der Luft durch die Ein- und Austrittsmündungen verursacht, im Ganzen auf dieselbe Weise wie bei den Ventilgebläsen zu bestimmen, nur findet hier insofern ein wesentlicher Unterschied statt, daß sich diese Mündungen bei den Ventilen fast momentan, hingegen bei den Schiebern nur allmälig eröffnen und verschließen. Bezeichnet b die Breite und x die veränderliche Höhe der Schiebermündung, so ist der Druckverlust beim Eintritte der Luft in den Cylinder:

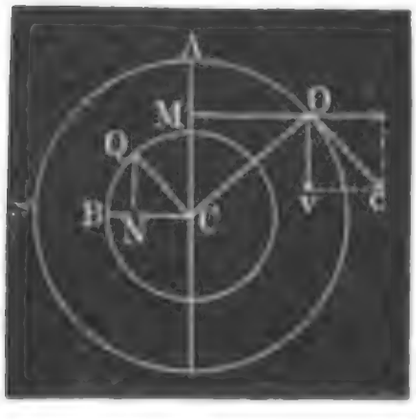
$$q = \left(\frac{F}{\alpha b x} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

oder annähernd, da der Querschnitt $\alpha b x$ des aus der Schiebermündung tretenden Luftstromes ein kleiner Theil der Kolbenfläche F ist,

$$q = \left(\frac{F}{\alpha b x}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma.$$

Setzen wir eine kleine Schieberbedeckung und folglich auch ein unbedeutendes Zurückbleiben des Schiebers gegen den Kolben voraus, so läßt sich $\left(\frac{v}{x}\right)^2$ wie folgt sehr einfach ausdrücken. Während der Kolben den Weg $\overline{AM} = s$, Fig. 865, und die Kurbelwarze O den Weg $\overline{AO}$ zurücklegt, durchläuft der Schieber den Weg $\overline{NQ} = x$.

Fig. 865.



und es ist $\frac{x}{r_1} = \frac{y}{r}$, wenn r den Halbmesser $CA = CO$ des Warzenkreises, r_1 den Halbmesser $CB = CQ$ des Schieberkreises, und y die auf CA rechtwinkelig stehende Ordinate OM bezeichnet. Bezeichnet nun noch v die Kolben- und c die Warzengeschwindigkeit, so hat man

$$\frac{v}{c} = \frac{y}{r};$$

es ist daher

Widerſtände bei Schiebergebläſen.

$$\frac{v}{c} = \frac{x}{r_1} \quad \text{und} \quad \frac{v}{x} = \frac{c}{r_1},$$

ſo daß endlich

$$q = \left(\frac{F}{\alpha b r_1}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \gamma$$

folgt.

Noch iſt bei einer kleinen Schieberbedeckung r_1 nahe gleich der Mündungshöhe a, folglich $b r_1 = b a =$ dem Querſchnitt F_m der ganzen Schiebermündung, daher auch

$$q = \left(\frac{F}{\alpha F_m}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \gamma,$$

und die ganze Kolbenkraft zum Einſaugen der Luft:

$$P_1 = \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right) F q = \left(1 + 4\varphi \frac{e}{d}\right)\left(\frac{F}{\alpha F_m}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \gamma.$$

Auf ähnliche Weiſe und in Uebereinſtimmung mit der Kraftbeſtimmung bei den Ventilgebläſen iſt auch die Kraft zur Erzeugung und zur Einführung des Windes in den Regulator zu berechnen.

Bezeichnet F_3 den Querſchnitt des Windſtromes im Schieberraume, iſt alſo $v_3 = \frac{F}{F_3} v$ die Geſchwindigkeit deſſelben, ſo hat man bei völliger Eröffnung der Austrittsmündung, den verlorenen Druck beim Eintritte des Windes aus dem Cylinder in den Schieberraum

$$q_1 = \left(\frac{F_3}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \frac{v_3^2}{2g} \gamma = \left(\frac{F_3}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma,$$

da aber auch hier ein allmäliges Eröffnen und Verſchließen der Austrittsmündung ſtatthat, ſo iſt wie oben, die Kurbelgeſchwindigkeit c ſtatt der Kolbengeſchwindigkeit v einzuführen, und

$$q_1 = \left(\frac{F_3}{\alpha F_m} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_3}\right)^2 \frac{c^2}{2g} \gamma$$

zu ſetzen.

Bezeichnet ferner F_4 den Querſchnitt der Windleitung, ſo läßt ſich der Verluſt an Druck beim Eintritte des Windes aus dem Schieberraume in dieſelbe durch

$$q_2 = \left(\frac{F_4}{F_3} - 1\right)^2 \left(\frac{F}{F_4}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma$$

ausdrücken, und iſt noch d_4 der mittlere Durchmeſſer, ſowie l_4 die Länge der Windleitung, ſo kann man den zur Bewegung des Windes durch dieſelbe nöthigen Druck:

$$q_3 = \left(1 + \zeta \frac{l_4}{d_4}\right)\left(\frac{F}{F_4}\right)^2 \frac{v^2}{2g} \gamma$$

Digitized by Google

Kolbenkraft der Schieber-gebläse.

setzen, wonach sich nun die Kolbenkraft zum Comprimiren und Fortschaffen des Windes in den Regulator:

$$P_2 = \left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+q_1+q_2+q_3\right]F,$$

sowie die ganze Arbeit pr. Kolbenschub:

$$A=(P_1+P_2)\,s$$

$$=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+q+q_1+q_2+q_3\right]Fs$$

bestimmen läßt.

Bezeichnet Q das theoretische Windquantum $\frac{n}{60}Fs$ pr. Secunde, so folgt endlich die ganze Arbeit der Gebläsemaschine pr. Secunde:

$$L=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+q+q_1+q_2+q_3\right]Q$$

$$=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p\right.$$
$$+\left[\left(\frac{F}{\alpha F_m}\right)^2+\left(\frac{F_3}{\alpha F_m}-1\right)^2\left(\frac{F}{F_3}\right)^2\right]\frac{c^2}{2g}\gamma$$
$$\left.+\left[\left(\frac{F_4}{F_3}-1\right)^2+1+\xi\frac{l_4}{d_4}\right]\left(\frac{F}{F_4}\right)^2\frac{v^2}{2g}\gamma\right]Q,$$

oder, wenn man zur Vereinfachung,

$$\left(\frac{F}{\alpha F_m}\right)^2+\left(\frac{F_3}{\alpha F_m}-1\right)^2\left(\frac{F}{F_3}\right)^2=\xi_1$$

und

$$\left(\frac{F_4}{F_3}-1\right)^2+1+\xi\frac{l_4}{d_4}=\xi_2$$

setzt,

$$L=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+\xi_1\frac{c^2}{2g}\gamma\right.$$
$$\left.+\xi_2\left(\frac{F}{F_4}\right)^2\frac{v^2}{2g}\gamma\right]Q.$$

Noch ist nach Bd. II, §. 452, $v^2 = {}^2/_3\,c^2 = 1{,}645\,v_1^2$, wenn v_1 die mittlere Kolbengeschwindigkeit $\left(\frac{s}{t}\right)$ bezeichnet, daher läßt sich auch

Digitized by Google

Kolbenkraft der Schiebergebläſe.

$$L=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+\left[\zeta_1+{}^2/_3\zeta_2\left(\frac{F}{F_4}\right)^2\right]\frac{c^2}{2g}\gamma\right]Q$$

$$=\left(1+4\varphi\frac{e}{d}\right)\left[\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p+\left[\zeta_1+{}^2/_3\zeta_2\left(\frac{F}{F_4}\right)^2\right]\left(\frac{\pi}{2}\right)^2\frac{v_1^2}{2g}\gamma\right]Q$$

ſetzen.

Beiſpiel. Wenn man bei dem im Beiſpiele zu §. 421 behandelten Gebläſe die Ventile durch Schieber erſetzt, und die Verhältniſſe

$$\frac{1}{\alpha}={}^{10}/_7,\ \frac{F_m}{F}={}^1/_{20},\ \frac{F_2}{F}={}^1/_{10},\ \frac{F_4}{F}={}^1/_6\ \text{und}\ \frac{l_4}{d_4}=20$$

in Anwendung gebracht werden, ſo ſind die Widerſtände deſſelben folgende.

Es iſt

$$\zeta_1=({}^{10}/_7\,.\,20)^2+({}^{10}/_7\,.\,2-1)^2\,10^2=({}^{200}/_7)^2+({}^{130}/_7)^2=1018,$$

$$\zeta_2\left(\frac{F}{F_4}\right)^2=[({}^5/_3-1)^2+1+0{,}024\,.\,20]\,6^2=1{,}92\,.\,36=69$$

$v_1=2{,}4$ und $\gamma=0{,}085$, daher

$$\left[\zeta_1+{}^2/_3\,\zeta_2\left(\frac{F}{F_4}\right)^2\right]\left(\frac{\pi}{2}\right)^2\frac{v_1^2}{2g}\gamma=(1018+{}^2/_3\,.\,69)\,.\,2{,}467\,.\,0{,}016\,.\,5{,}76\,.\,0{,}085$$
$$=1064\,.\,0{,}0395\,.\,0{,}4896=20{,}58.$$

Nun iſt aber nach dem obigen Beiſpiele

$$\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}-1\right)p=417{,}5\ \text{und}\ 1+4\varphi\frac{e}{d}=1{,}07407,$$

daher folgt die geſuchte Arbeit zur Bewegung dieſes Schiebergebläſes:

$L=1{,}07407\,.\,(417{,}5+20{,}58)\,Q=1{,}07407\,.\,438{,}08\,Q=470{,}5\,Q$,

alſo, da $Q=76{,}34$ Cubikfuß iſt,

$L=470{,}5\,.\,76{,}34=35918$ Fußpfund $=70{,}4$ Pferdekräfte,

faſt wie bei dem Ventilgebläſe.

Größe der Windregulatoren.

§. 423. Ein anderer Gegenſtand der Berechnung iſt die Größe des Windregulators. Um uns hierzu die nöthige Grundlage zu verſchaffen, denken wir uns ein doppelt-wirkendes Cylindergebläſe mit einem Cylinder und ſetzen voraus, daß deſſen Kolben mittels eines gleichförmig umlaufenden Krummzapfens in Bewegung geſetzt werde, während der Wind gleichförmig aus dem Regulator abſtrömt, welches letztere natürlich nur annähernd richtig iſt. Zuerſt legt der Gebläſekolben K, Fig. 866 (a. f. S.), einen gewiſſen Weg $AD=s_1$ zurück, wobei die Luft comprimirt wird und noch gar kein Wind in den Regulator übertritt. Bezeichnet $s=2r$ den

Digitized by Google

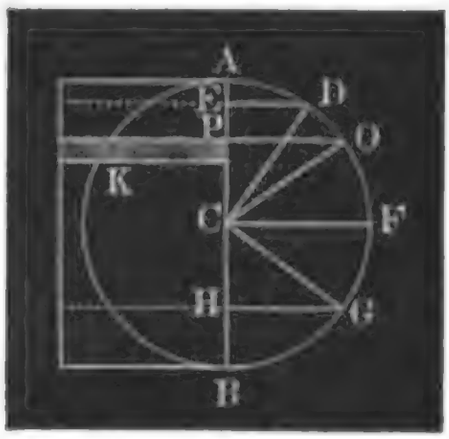
Größe der Windregulatoren.

ganzen Kolbenhub AB, b den Barometer- und h den Manometerſtand, ſo iſt (ſ. §. 414 u. ſ. w.)

$$s_1 = \frac{h}{b}\, s,$$

und daher für den entſprechenden Umdrehungswinkel $ACD = \theta$ der Kurbelwarze D:

Fig. 866.



$$cos.\,\theta = \frac{r - s_1}{r} = 1 - \frac{2h}{b},$$

oder

$$sin.\,\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b}}.$$

Für eine andere Warzenſtellung O bei dem Drehungswinkel $ACO = \beta$ und dem Kolbenweg $\overline{AP} = x = r\,(1 - cos.\,\beta)$ beträgt das in den Regulator eingeführte Windquantum pr. Einheit der Kolbenfläche:

$$\overline{EP} = x - s_1 = r\,(1 - cos.\,\beta) - s_1,$$

wogegen das aus dem Regulator abgefloſſene, auf die Dichtigkeit des Windes in demſelben reducirte Windquantum:

$$\frac{b}{b+h} \cdot \frac{AO}{AOB} \cdot 2r = \frac{b}{b+h}\,\frac{\beta}{\pi}\,2r$$

iſt.

Es folgt daher der veränderliche Ueberſchuß der aus dem Regulator abgefloſſenen Windmenge über die zugeführte:

$$y = \frac{b}{b+h}\,\frac{\beta}{\pi}\,2r - r\,(1 - cos.\,\beta) + s_1.$$

Derſelbe iſt ein Maximum oder Minimum (ſ. §. 102) für

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\pi}\left(\frac{b}{b+h}\right),$$

annähernd

$$= \frac{2}{\pi}\left(1 - \frac{h}{b}\right),$$

oder für ſehr kleine Windpreſſungen, für

$$sin.\,\beta = \frac{2}{\pi}.$$

Dem ſpitzen Winkelwerthe (β_1), welcher dieſem Sinus zukommt, entſpricht das Maximum y_1 und dem ſtumpfen (β_2) das Minimum y_2 von y. Hat man beide eminenten Werthe gefunden, ſo folgt die größte Veränderung der Windmenge im Regulator $= y_1 - y_2$. Iſt F der Inhalt der Kolbenfläche ſowie W der des Regulators, ſo hat man für die größte Veränderung z der Windpreſſung, nach dem Mariotte'ſchen Geſetze:

Digitized by Google

$$\frac{b+h-z}{b+h}=\frac{W-F(y_1-y_2)}{W},$$

Größe der Windregulatoren.

oder

$$\frac{z}{b+h}=\frac{F(y_1-y_2)}{W}.$$

Bezeichnet man noch den Inhalt $F.2r$ des Gebläſecylinders durch C, ſo hat man auch

$$\frac{z}{b+h}=\frac{(y_1-y_2)C}{2Wr}.$$

Giebt man nun das Verhältniß $\nu=\frac{z}{b+h}$ der größten Preſſungsdifferenz zur mittleren Windpreſſung, ſo folgt die erforderliche Größe des Regulators:

$$W=\frac{y_1-y_2}{2r}.\frac{C}{\nu},$$

oder giebt man das Verhältniß $\delta=\frac{z}{h}$ der Differenz z zum mittleren Manometerſtand, ſo iſt der nöthige Faſſungsraum des Regulators

$$\text{I. } W=\frac{y_1-y_2}{2r}.\frac{b+h}{\delta h}C$$
$$=\left(\frac{b(\beta_1-\beta_2)}{\pi}+(b+h)\frac{cos.\beta_1-cos.\beta_2}{2}\right)\frac{C}{\delta h}.$$

Bei ſehr kleinen Preſſungen entſprechen $sin.\beta=\frac{2}{\pi}$, die Winkel $\beta_1=39^0\,32'$ und $140^0\,28'$, wonach ſich dann $y_1=0{,}2105\,r$ ſowie $y_2=-0{,}2105\,r$, und daher

$$\text{II. } W=0{,}2105\,\frac{b}{\delta h}C$$

beſtimmt.

Setzt man $\theta=\beta$, ſo erhält man

$$\frac{h}{b}=\left(sin.\frac{\beta}{2}\right)^2=(sin.\,19^0\,46')^2=(0{,}3382)^2=0{,}1145.$$

Iſt nun $\theta>\beta$ oder $\frac{h}{b}>0{,}1145$, ſo tritt der Maximalwerth y_1 bei dem Drehungswinkel θ ein, für welchen dann

$$y_1=\frac{b}{b+h}\,\frac{\theta}{\pi}\,2r$$

ausfällt, während der Minimalwerth y_2 unverändert bleibt.

Dieſelbe Beſtimmung gilt auch für zwei einfach-wirkende Gebläſecylinder, welche den Wind in denſelben Regulator blaſen; beſteht dagegen das Gebläſe aus zwei doppelt-wirkenden Cylindern, ſo iſt eine andere, im Folgenden entwickelte Formel in Anwendung zu bringen.

Digitized by Google

Größe der Windregulatoren.

Da hier eine Kurbelwarze der anderen um $\frac{\pi}{2} = 90$ Grad vorausgeht, so ist

$$y = \frac{b}{b+h}\frac{\beta}{\pi}2r - r(1 - cos.\,\beta) + s_1 + \frac{b}{b+h}\left(\frac{\pi+2\beta}{\pi}\right)r - r(1 + sin.\,\beta) + s_1$$

$$= \frac{b}{b+h}\left(1 + \frac{4}{\pi}\beta\right)r - (2 - cos.\,\beta + sin.\,\beta)\,r + 2\,s_1.$$

Nach §. 107 ist diese veränderliche Winddifferenz ein Maximum oder Minimum für

$$sin.\,\beta + cos.\,\beta = \frac{b}{b+h}\cdot\frac{4}{\pi},$$

wonach

$$sin.\,2\beta = \left(\frac{b}{b+h}\cdot\frac{4}{\pi}\right)^2 - 1$$

folgt.

Setzt man den kleineren Werth (β_1), welcher diesem Sinus zukommt, in die Formel für y ein, so erhält man den Maximalwerth y_1, und führt man den größeren Winkelwerth (β_2) ein, so stellt sich der Minimalwerth heraus; übrigens ist aber der Fassungsraum W ganz nach Formel I zu berechnen, und daher

$$W = \left(\frac{2}{\pi}(\beta_1 - \beta_2)b + [(cos.\,\beta_1 - cos.\,\beta_2) - (sin.\,\beta_1 - sin.\,\beta_2)]\frac{b+h}{2}\right)\frac{C}{\delta h}$$

zu setzen.

Fällt $\beta_1 < \theta$ aus, so muß man y_1 aus θ berechnen, und daher

$$W = \left(\frac{2}{\pi}(\theta - \beta_2)\,b + [(cos.\,\theta - cos.\,\beta_2) - (sin.\,\theta - sin.\,\beta_2)]\,\frac{b+h}{2}\right)\frac{C}{\delta h}$$

setzen.

Für sehr kleine Pressungen hat man

$$2\beta_1 = 38^0\,24' \quad \text{und} \quad 2\beta_2 = 141^0\,36',$$

also

$$\beta_1 = 19^0\,12' \quad \text{und} \quad \beta_2 = 70^0\,48',$$

und es ist hiernach

$$y_1 = 0{,}0422\,r \quad \text{sowie} \quad y_2 = -\,0{,}0422\,r,$$

so daß nun

$$\text{III.}\quad W = 0{,}0422\,\frac{b}{\delta h}C$$

folgt.

Gewöhnlich begnügt man sich mit dem Regulirungsgrad

$$\delta = \frac{z}{h} = 0{,}04 \text{ bis } 0{,}06.$$

Digitized by Google

Größe der Windregulatoren.

Beiſpiel. Wenn ein einchlindriſches Kolbengebläſe mit doppelter Wirkung bei einem Barometerſtande von 27 Zoll, Wind vom Manometerſtande $h = 2$ Zoll erzeugt, ſo iſt der erforderliche Faſſungsraum des Windregulators

$$W = 0{,}2105 \,.\, \frac{b}{\delta h}\, C = 0{,}2105 \cdot \frac{27}{0{,}05\,.\,2}\, C = 53\, C,$$

d. i. 53mal dem Gebläſecylinderraum. Wenn aber dieſes Gebläſe dazu beſtimmt iſt, Wind von 5 Zoll Ueberdruck zu erzeugen, wo alſo

$$\frac{h}{b} = {}^5/_{27} = 0{,}1852$$

iſt, ſo muß man die Beſtimmung des Faſſungsraumes W nach der Hauptformel (I) vornehmen und darin $\beta_1 = \theta$ ſetzen.

Es iſt dann

$$\sin.\frac{\theta}{2} = \sqrt{\frac{h}{b}} = \sqrt{\frac{5}{27}} = 0{,}4303,$$

daher

$$\frac{\theta}{2} = 25^\circ 29' \quad \text{und} \quad \beta_1 = \theta = 50^\circ 58',$$

dagegen hat man

$$\sin.\beta_2 = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{b}{b+h} = \frac{27}{32} \cdot \frac{2}{\pi} = \frac{27}{16\pi} = 0{,}5372,$$

wonach ſich $\beta_2 = 180^\circ - 32^\circ 30' = 147^\circ 30'$ ergiebt.

Nun folgt

$$\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi}\right) b = \left(\frac{50^\circ 967 - 147{,}5}{180}\right) \cdot 27 = -\,14{,}48$$

und

$$\left(\frac{cos.\,\beta_1 - cos.\,\beta_2}{2}\right)(b+h) = 23{,}571,$$

daher ergiebt ſich der erforderliche Faſſungsraum des Windregulators:

$$W = \left[\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{\pi}\right) b + \frac{cos.\,\beta_1 - cos.\,\beta_2}{2}\,(b+h)\right] \frac{C}{\delta h} = (23{,}571 - 14{,}48)\,\frac{C}{0{,}05\,.\,5}$$

$$= \frac{9{,}091}{0{,}25}\, C = 35{,}36\, C.$$

§. 424. Der Kolbenregulator regulirt den Wind ebenfalls nur unvollſtändig, weil in Folge der Kolbenreibung ein gewiſſer Kraftüberſchuß nöthig iſt, um den Kolben in Bewegung zu ſetzen. Iſt F die Fläche, G die Belaſtung und R die Reibung des Regulatorkolbens, ſo hat man den mittleren Ueberdruck des Windes im Regulator:

$$p = \frac{G}{F},$$

den Maximalwerth des Ueberdruckes

$$p_1 = \frac{G + R}{F},$$

und den Minimalwerth deſſelben

$$p_2 = \frac{G - R}{F},$$

Digitized by Google

Größe der Windregulatoren.

folglich die größte Differenz der Windpressung:

$$p_1 - p_2 = \frac{2R}{F},$$

und ihr Verhältniß zum mittleren Ueberdruck:

$$\delta = \frac{p_1 - p_2}{p} = \frac{2R}{G}.$$

Nun ist aber $R = \varphi \pi d e p$ (s. §. 421), wenn d den Durchmesser des Regulatorkolbens und e die Breite seines Liderungskranzes bezeichnet, daher folgt

$$\delta = \frac{2\varphi\pi d e p}{Fp} = 8\varphi\pi\frac{e}{d},$$

und ist, wie gewöhnlich, δ gegeben, so hat man hieraus den erforderlichen Durchmesser des Kolbenregulators:

$$d = 8\varphi\frac{\pi e}{\delta},$$

zu berechnen. Wenn man $\varphi\pi = 0{,}2 \cdot 3{,}14 = 0{,}628$ einsetzt, so folgt

$$d = \frac{5e}{\delta},$$

z. B. für $\delta = 0{,}05$,

$$d = 100\,e.$$

Um also durch einen solchen Regulator den gewünschten Grad der Gleichförmigkeit in der Windpressung zu erlangen, müßte der Durchmesser des Regulatorkolbens 100mal so groß sein als die Breite seines Liderungskranzes, da aber hiernach schon eine Kranzbreite von 1 Zoll auf einen Kolbendurchmesser von 100 Zoll $= 8\frac{1}{3}$ Fuß führt, so ist leicht zu ermessen, daß die Kolbenregulatoren von den gewöhnlichen Dimensionen sehr unvollkommen reguliren.

Bei dem Glockenregulator mit Wasserabschluß sind die Bewegungshindernisse fast Null, und ist daher die Regulirung eine sehr vollkommene.

Anders ist es aber bei dem sogenannten Wasserregulator, welcher aus einem feststehenden und von unten durch Wasser abgesperrten Reservoir besteht. Die Wirksamkeit desselben ist auf ähnliche Weise zu beurtheilen wie die des Gefäßregulators. Setzen wir wie im vorigen Paragraphen die größte Veränderung der dem Regulator zugeführten Windmenge, $= F(y_1 - y_2)$ und die entsprechende Veränderung des Manometerstandes $= z$; bezeichnen wir ferner den Querschnitt des eigentlichen Regulators C, Fig. 867, durch G, sowie den Querschnitt des Reservoirs HK, worin C steht (nach Abzug von G) durch G_1, und die dem z entsprechende Steigung oder Senkung des Wasserspiegels in C durch x, sowie die entsprechende Senkung oder Steigung der Oberfläche des Wassers in HK durch x_1, so haben wir

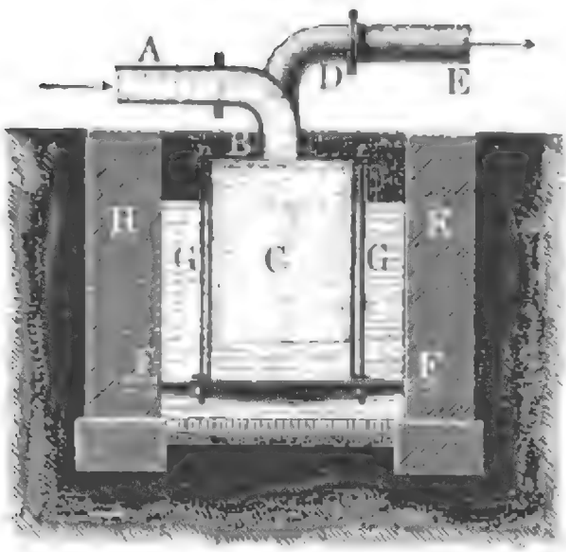
Digitized by Google

$$Gx + G_1 x_1, \text{ daher } x_1 = \frac{G}{G_1} x$$

Größe der Windregulatoren.

und

Fig. 867.



$$z = x + x_1 = \left(\frac{G + G_1}{G_1}\right) x.$$

Die durch Senkung des Wasserspiegels in C bewirkte Vergrößerung des Windraumes ist

$$Gx = \frac{G\,G_1}{G + G_1} z,$$

und daher

$$\frac{z}{b + h} = \frac{F(y_1 - y_2) - Gx}{W},$$

oder

$$\frac{z}{b+h} W = F(y_1 - y_2) - \frac{G\,G_1\,z}{G+G_1}.$$

Führt man noch $z = \delta h$ ein, so folgt

$$W = \left(\frac{F(y_1 - y_2)}{\delta h} - \frac{G\,G_1}{G + G_1}\right)(b + h),$$

oder, wenn man den Inhalt $2\,Fr$ des Gebläsecylinders durch C bezeichnet:

$$\text{I.} \quad W = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{C}{\delta h} - \frac{G\,G_1}{G + G_1}\right)(b + h).$$

Ist a die mittlere Höhe des Regulatorraumes C, so hat man

$$W = G\,a,$$

und daher

$$\text{II.} \quad a = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{C}{\delta\,G\,h} - \frac{G_1}{G + G_1}\right)(b + h),$$

wobei aber b und h Wasserbarometer- und Wassermanometerhöhen ausdrücken.

Um einen möglichst kleinen Fassungsraum zu erhalten, muß man $\frac{G_1}{G}$ sehr groß machen, also den Windkasten in ein großes Bassin, z. B. in einen Teich, stellen; dann ist $\frac{G_1}{G + G_1} = 1$, und daher

$$W = \left(\frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{C}{\delta h} - G\right)(b + h),$$

oder

$$W\left(1 + \frac{b + h}{a}\right) = \frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{b + h}{\delta h} C,$$

und daher

Digitized by Google

Größe der Windregulatoren.

$$\text{III.}\quad W = \frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{b+h}{\delta h} \cdot \frac{C}{1 + \frac{b+h}{a}}.$$

Beispiel. Bei dem Trockenregulator im Beispiel zum vorigen Paragraphen haben wir für $b = 27$, $h = 5$ Zoll, $\delta = 0{,}05$,

$$\frac{y_1 - y_2}{2r} \cdot \frac{b+h}{\delta h} C = 35{,}76\, C$$

gefunden; wenden wir aber statt desselben einen in ein großes Bassin zu stellenden Wasserregulator an, dessen mittlerer Fassungsraum für den Wind die Höhe $a = 5$ Fuß hat, so ist die Größe dieses Raumes:

$$W = \frac{35{,}76\, C}{1 + \frac{32 \,.\, 13{,}6}{12 \,.\, 5}} = \frac{35{,}76\, C}{7{,}25} = 4{,}93\, C,$$

also nahe 4mal so groß zu machen als den Fassungsraum des Gebläsecylinders.

Größe der Düsenmündung.

§. 425. Aus dem von dem Gebläse in den Windregulator geführten Windquantum und aus der Pressung (h) des Windes im Regulator ist nun der erforderliche Querschnitt F_μ der Düsenmündungen zu bestimmen. Wäre die Düse unmittelbar an dem Windregulator angebracht, so würde das unter dem äußeren Drucke p gemessene Ausströmungsquantum nach der in Bd. I, §. 431 entwickelten Formel:

$$Q = \mu F_\mu \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left(1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)}$$

$$= \mu F_\mu \left(\frac{b+h}{b}\right)^{0{,}2958} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot 3{,}381 \left[1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{0{,}2958}\right]}$$

zu setzen, und hierin für Metermaß:

$$\sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma}} = 395 \sqrt{1 + 0{,}00367\, \tau},$$

für Fußmaß aber

$$= 1258 \sqrt{1 + 0{,}00367\, \tau},$$

wo τ die Temperatur des Windes im Regulator bezeichnet, einzuführen sein. Letztere kann man, wenn keine Winderhitzung statt findet, der Temperatur der äußeren Luft gleichsetzen, denn wenn auch der Wind durch die Zusammendrückung von p auf p_1 erwärmt wird, so verliert dieselbe aber auch wieder einen großen Theil dieser Wärme durch die Abkühlung an den Wänden des Gebläsecylinders, der Windleitung und des Regulators.

Ist τ_1 die Wärme des Windes unmittelbar nach der Zusammendrückung, sowie τ die Temperatur der eingesaugten Luft, so hat man

$$\frac{1 + \delta\tau_1}{1 + \delta\tau} = \left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = \left(1 + \frac{h}{b}\right)^{0{,}2958}.$$

Digitized by Google

Annähernd iſt

Größe der Düſenmündung.

$$\left(\frac{b+h}{b}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} = 1 + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\cdot\frac{h}{b} - \frac{\varkappa-1}{2\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2,$$

daher folgt

$$\tau_1 = \tau + \frac{\varkappa-1}{\varkappa}\cdot\frac{h}{b}\left[1 - \frac{1}{2\varkappa}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\left(\tau + \frac{1}{\delta}\right),$$

oder da $\delta = 0{,}00367$ iſt,

$$\tau_1 = \tau + 0{,}2958\,\frac{h}{b}\left[1 - 0{,}3521\left(\frac{h}{b}\right)^2\right](\tau + 272{,}5^0),$$

z. B. für $\frac{h}{b} = 0{,}1$,

$$\tau_1 = \tau + 0{,}02848\,(\tau + 272{,}5^0),$$

daher die Zunahme an Temperatur

$$\tau_1 - \tau = 0{,}02848\,(\tau + 272{,}5^0) = 7{,}76^0 + 0{,}0285\,\tau,$$

alſo für gewöhnliche Lufttemperaturen, $\tau_1 - \tau$ circa 8 Grad.

Um recht ſicher zu gehen, möchte jedoch die Temperatur des Windes im Regulator nur um $\frac{\tau_1 - \tau}{2}$ größer, alſo für $\frac{b}{h} = 0{,}1$, um 4 Grad höher anzunehmen ſein als die äußere Lufttemperatur.

Für die gewöhnlichen Windpreſſungen iſt obiger Ausdruck für Q, für den praktiſchen Gebrauch viel bequemer, in folgende Näherungsformel umzuſetzen.

Es iſt

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right)}$$

$$= \sqrt{\left(1+\frac{h}{b}\right)^n\left[\left(1+\frac{h}{b}\right)^n - 1\right] : n}$$

$$= \sqrt{\left[1 + n\frac{h}{b} + \frac{n(n-1)}{2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\left[1 + \frac{n-1}{2}\left(\frac{h}{b}\right) + \frac{(n-1)(n-2)}{2\,.\,3}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}}$$

$$= \sqrt{\left[1 + \frac{3n-1}{2}\cdot\left(\frac{h}{b}\right) + \frac{7n^2-9n+2}{6}\cdot\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}},$$

oder ſtatt n wieder $= \frac{\varkappa-1}{\varkappa}$ eingeführt:

Digitized by Google

Größe der Düsenmündung.

$$\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\sqrt{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}\left(1-\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)}$$

$$=\sqrt{\left[1+\frac{2\varkappa-3}{2\varkappa}\left(\frac{h}{b}\right)-\frac{5\varkappa-7}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]\frac{h}{b}},$$

und daher die ausströmende Windmenge:

$$Q=\mu F_\mu\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h}{b}\left[1+\frac{2\varkappa-3}{2\varkappa}\left(\frac{h}{b}\right)-\frac{5\varkappa-7}{6\varkappa^2}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]}.$$

Führt man $\varkappa = 1{,}42$ ein, so ergiebt sich

$$Q=\mu F_\mu\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h}{b}\left[1-0{,}0563\left(\frac{h}{b}\right)-0{,}0083\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]}.$$

Bei kleinen Windpressungen ist einfacher

$$Q=\mu F_\mu\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\frac{h}{b}\left[1-0{,}0563\left(\frac{h}{b}\right)\right]}$$

$$=\mu F_\mu\left[1-0{,}028\left(\frac{h}{b}\right)\right]\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\cdot\frac{h}{b}},$$

oder noch einfacher,

$$Q=\mu F_\mu\sqrt{2g\frac{p_1}{\gamma_1}\cdot\frac{h}{b}}=\mu F_\mu\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}},$$

oder endlich, wenn $\varepsilon=\frac{b\gamma}{p}$ die Dichtigkeit der Manometerfüllung in Hinsicht auf die äußere Luft bezeichnet,

$$Q=\mu F_\mu\sqrt{2g\varepsilon h},$$

genau wie bei einer incompressiblen Flüssigkeit (s. Bd. I, §. 422).

Aus dem Windquantum Q folgt nun der Querschnitt der Düsenmündung, oder bei mehreren Düsen, die Summe der Querschnitte sämmtlicher Düsenmündungen:

$$F_\mu=\frac{Q}{\mu\left(1-0{,}028\frac{h}{b}\right)\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}}}=\frac{\left(1+0{,}028\frac{h}{b}\right)Q}{\mu\sqrt{2g\frac{p}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}}},$$

d. i. für Metermaß:

$$F_\mu=\frac{\left(1+0{,}028\frac{h}{b}\right)Q}{395\,\mu\sqrt{(1+0{,}00367\,\tau)\frac{h}{b}}}\text{ Quadratmeter,}$$

und für Fußmaß:

Digitized by Google

Düſenquerſchnitt.

$$\text{I. } F_\mu = \frac{\left(1 + 0{,}028\,\frac{h}{b}\right) Q}{1258\,\mu\sqrt{(1 + 0{,}00367\,\tau)\,\frac{h}{b}}} \text{ Quadratfuß.}$$

Es iſt anzunehmen, daß das effective Windquantum eines Cylindergebläſes nur 60 bis 75 Proc. des theoretiſchen Windquantums $Q = \frac{n F s}{60}$ ſei, und man hat hiernach in obigen Formeln ſtatt Q, nur $0{,}60\,Q$ bis $0{,}75\,Q$ einzuſetzen. Der Ausflußcoefficient iſt ebenfalls nicht ganz conſtant, ſondern für kleine Manometerſtände (h) von 1 Centimeter, $\mu = 0{,}910$, und für große Manometeterſtände (h) von 20 Centimeter, $\mu = 928$, jedoch im Mittel, $\mu = 0{,}920$ zu ſetzen. Aus dem gefundenen Querſchnitt F_μ und der Anzahl der Düſen laſſen ſich nun leicht die Durchmeſſer der Düſenmündungen, wofern letztere die Kreisform haben, beſtimmen.

Anmerkung. Näheres über dieſe Ausflußverhältniſſe des Windes ſiehe: »Vorläufige Mittheilungen über die Ergebniſſe vergleichender Verſuche über den Ausfluß der Luft und des Waſſers unter hohem Drucke«, von J. Weisbach; im »Civilingenieur« Band V; ferner Tabelle zur Berechnung der Windmengen u. ſ. w., von C. Reuſchild; in der berg- und hüttenmänniſchen Zeitung, Jahrg. 1859; ſowie »Ueber die neueren Fortſchritte in der Theorie der Gebläſe«, von J. v. Hauer; in den »Erfahrungen des berg- und hüttenmänniſchen Maſchinen-, Bau- und Aufbereitungsweſens, von Rittinger«, Jahrg. 1858.

Beiſpiel. Wenn ein Gebläſe der Luft zum Eintritt pr. Secunde den Raum $\frac{n F s}{60} = 76{,}34$ Cubikfuß darbietet, ſo kann man annehmen, daß daſſelbe pr. Secunde die unter dem äußeren Luftdrucke gemeſſene Windmenge

$$Q = 0{,}7 \,.\, 76{,}34 = 53{,}44 \text{ Cubikfuß}$$

liefere. Iſt dann noch bei dem Barometerſtande $b = 27$ Zoll, die Windpreſſung $h = 5$ Zoll Queckſilberſäule, ſowie die Temperatur des Windes: $\tau = 15$ Grad, und nimmt man den Ausflußcoefficienten $\mu = 0{,}92$ an, ſo folgt der erforderliche Düſenquerſchnitt:

$$F_\mu = \frac{\left(1 + 0{,}028 \cdot \frac{5}{27}\right) \,.\, 53{,}44}{1258 \,.\, 0{,}92\sqrt{(1 + 0{,}00367 \,.\, 15)\,\frac{5}{27}}} = \frac{1{,}005 \,.\, 53{,}44}{1157\sqrt{1{,}055 \,.\, \frac{5}{27}}}$$

$$= \frac{53{,}7}{1157}\sqrt{\frac{27}{5{,}275}} = 0{,}1050 \text{ Quadratfuß} = 15{,}12 \text{ Quadratzoll.}$$

Iſt die Anzahl der Düſen $= 2$, und haben die Mündungen derſelben die Kreisform, ſo folgt der nöthige Durchmeſſer einer Düſe:

$$d_\mu = \sqrt{\frac{2 F_\mu}{\pi}} = \sqrt{15{,}12 \,.\, 0{,}637} = \sqrt{9{,}63} = 3{,}103 \text{ Zoll.}$$

§. 426. Bei der im vorigen Paragraphen angegebenen Beſtimmungsweiſe iſt vorausgeſetzt worden, daß der Manometerſtand h des Windes im

Digitized by Google

Düſenmündung.

Regulator gegeben ſei; iſt aber das Manometer am Ende der Windleitung, unmittelbar vor der Düſe angebracht, ſo zeigt daſſelbe einen niedrigeren Stand h_1, weil hier ein Theil des urſprünglichen Druckes auf die Erzeugung der Geſchwindigkeit des Windes in der Leitung verwendet worden iſt.

Bezeichnet F_1, v_1 und γ_1 Querſchnitt der Röhre, Geſchwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Einmündungsſtelle des Manometers, ſowie F_μ, v_μ und γ_μ, Querſchnitt der Düſe, Geſchwindigkeit und Dichtigkeit des Windes an der Ausmündung, ſo iſt das Gewicht der ausſtrömenden Windmenge:

$$F_1 v_1 \gamma_1 = F_\mu v_\mu \gamma_\mu,$$

und daher

$$\frac{v_1}{v_\mu} = \frac{F_\mu}{F_1} \cdot \frac{\gamma_\mu}{\gamma_1} = \frac{F_\mu}{F_1} \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}},$$

daher die zur Vergrößerung der Geſchwindigkeit von v_1 auf v_μ nöthige Druckhöhe:

$$\frac{v_\mu^2 - v_1^2}{2g} = \left(1 - \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}}\right) \frac{v_\mu^2}{2g},$$

die entſprechende Ausflußgeſchwindigkeit:

$$v_\mu = \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left(1 - \left(\frac{b}{b+h}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)} : \sqrt{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}}},$$

und die Ausflußmenge, gemeſſen unter dem äußeren Drucke:

$$Q = \mu F_\mu \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} \sqrt{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} \left(1 - \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right)} : \sqrt{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}}},$$

oder annähernd, und zur Berechnung einfacher:

$$Q = \left(1 - 0{,}028 \frac{h_1}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \frac{h_1}{b}}{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2 \left(\frac{b}{b+h_1}\right)^{1{,}41}}},$$

Digitized by Google

oder noch einfacher und meiſt hinreichend genau: Düſenmündung.

$$Q = \left(1 - 0{,}028\,\frac{h_1}{b}\right)\mu\, F_\mu \sqrt{\frac{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma}\cdot\frac{h}{b}}{1-\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}},$$

Hiernach iſt nun der geſuchte Düſenquerſchnitt:

$$\text{II.}\quad F_\mu = \left(1 + 0{,}028\,\frac{h_1}{b}\right)\sqrt{\frac{1-\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}{(1+0{,}00367\,\tau)\,\frac{h_1}{b}}}\cdot\frac{Q}{1258\,\mu}$$

Quadratfuß.

Wenn ferner der Regulator durch eine längere Zwiſchenröhre mit der Düſe verbunden iſt, ſo muß auch noch auf die Reibung des Windes in dieſer Röhre Rückſicht genommen werden.

Bezeichnet l_1 die Länge, d_1 die Weite, und F_1 den Querſchnitt dieſer Zwiſchenröhre, ſo iſt die Druckhöhe, welche die Reibung des Windes in derſelben in Anſpruch nimmt,

$$z = \xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2\frac{v_\mu{}^2}{2g} = \xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\left(\frac{d_\mu}{d_1}\right)^4\frac{v_\mu{}^2}{2g},$$

wobei der Widerſtandscoefficient $\xi_1 = 0{,}025$ geſetzt werden kann.

Außer dieſem Widerſtande kommen noch andere Bewegungshinderniſſe in der Zwiſchenröhre oder Windleitung vor, namentlich Krümmungswiderſtände und Widerſtände an Stellhähnen u. ſ. w. Dieſelben laſſen ſich wie bei den Waſſerleitungen in Betracht ziehen, namentlich iſt auch hier der verlorene Druck bei einer plötzlichen Umſetzung der Geſchwindigkeit v_1 in v_2:

$$z_1 = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2\,g}\quad \text{u. ſ. w.}$$

Bezeichnen wir den Widerſtandscoefficienten $\frac{1}{\mu^2} - 1$ der Düſe durch ξ_μ und die Summe der Widerſtandscoefficienten für die übrigen Hinderniſſe der Bewegung des Windes in der Windleitung durch $\Sigma(\xi)$, ſo folgt dann

$$Q = \left(1 - 0{,}028\,\frac{h}{b}\right)\mu\, F_\mu \sqrt{\frac{2\,g\,\frac{p_1}{\gamma_1}\cdot\frac{h}{b}}{1+\xi_\mu+\left(\Sigma(\xi)+\xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}}$$

$$= 1258\left(1 - 0{,}028\,\frac{h}{b}\right)\mu\, F_\mu \sqrt{\frac{(1+0{,}00367\,\tau)\,\frac{h}{b}}{1+\xi_\mu+\left(\Sigma(\xi)+\xi_1\,\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}}$$

Digitized by Google

Düſenmündung.

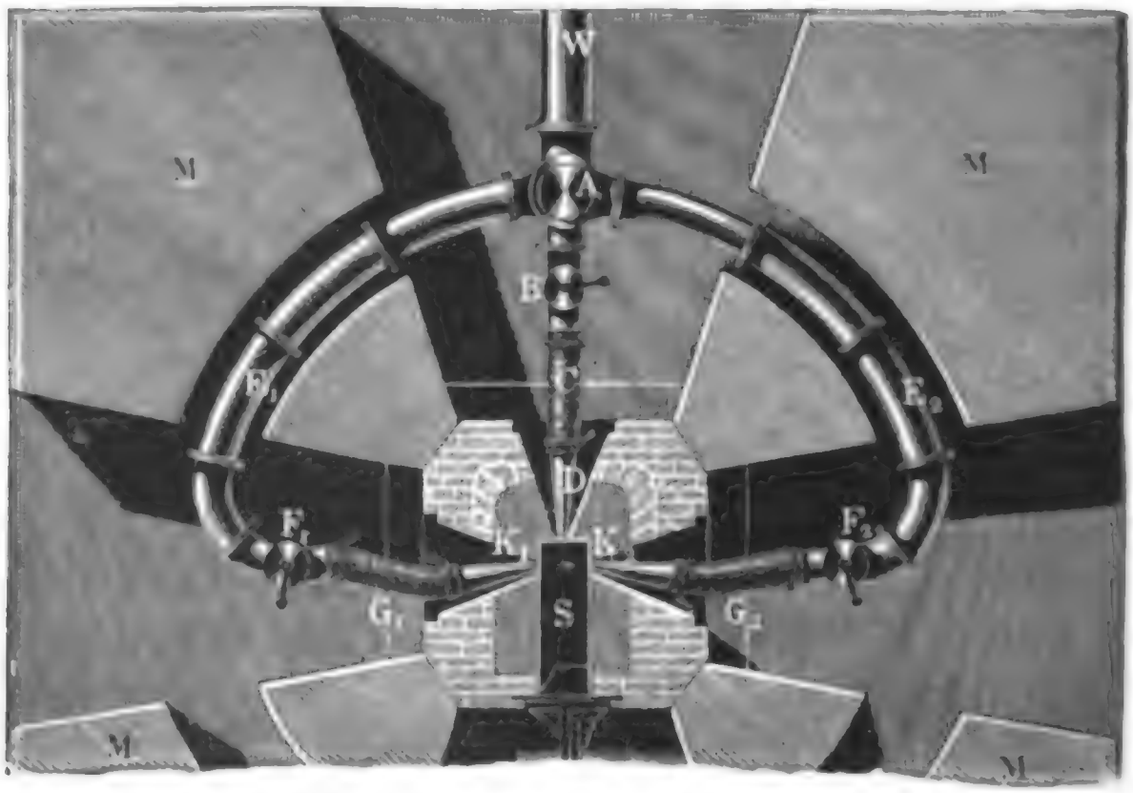
und daher der Düſenquerſchnitt

$$\text{III.}\quad F_\mu = \left(1+0{,}028\,\frac{h}{b}\right)\sqrt{\frac{1+\zeta_\mu+\left(\Sigma(\zeta)+\zeta_1\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_1}\right)^2}{(1+0{,}00367\,\tau)\,\frac{h}{b}}}\cdot\frac{Q}{1258}$$

Quadratfuß.

Wenn ſich eine Windleitungsröhre in Zweige theilt, wie z. B. bei dem Hohofen in Fig. 868, wo der Wind mittels dreier Düſen in den Schmelzraum

Fig. 868.



geführt wird, ſo muß man die Berechnungen von F_μ auf ähnliche Weiſe ausführen wie bei Verzweigungen der Waſſerleitungen (ſ. Band II, §. 147).

Iſt z der (übrigens unbekannte) Manometerſtand unmittelbar vor der Verzweigung, l_1, d_1 und F_1 Länge, Weite und Querſchnitt der Hauptröhre vom Regulator bis Theilpunkt gemeſſen, ζ_0 der Widerſtandscoefficient für die Eintrittsſtelle und v_1 die Geſchwindigkeit des Windes in dieſer Röhre, ſo gilt die Formel

$$\text{IV.}\quad z = h-\left(1+\zeta_0+\zeta_1\frac{l_1}{d_1}\right)\frac{{v_1}^2}{2g\varepsilon} = h-\frac{1}{2g\varepsilon}\left(1+\zeta_0+\zeta_1\frac{l_1}{d_1}\right)\left(\frac{4\,Q}{\pi\,{d_1}^2}\right)^2.$$

und wenn man dieſen Werth von z in die Formel

$$\text{V.}\quad F_\mu = \left(1+0{,}028\frac{z}{b}\right)\sqrt{\frac{1-\left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2+\zeta_\mu+\left(\Sigma(\zeta)+\zeta_2\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2}{(1+0{,}00367\,\tau)\,\frac{z}{b}}}\cdot\frac{\frac{1}{n}\,Q}{1258}$$

einsetzt, worin l_2, d_2 u. s. w. die Länge, Weite u. s. w. einer der n Zweigröhren bezeichnen, so giebt dieselbe in F_μ den Querschnitt der Düsenmündung dieser Zweigröhre. Düsenmündung.

Beispiel. Wenn bei der Windführung in Fig. 868 der Wind in der 15 Fuß langen Hauptröhre WA mit $v_1 = 30$ Fuß Geschwindigkeit zugeführt werden soll und das Windquantum, wie im vorigen Beispiele, $Q = 53{,}44$ Cubikfuß beträgt, so ist der erforderliche Querschnitt dieser Röhre:

$$F_1 = \frac{Q}{v_1} = \frac{53{,}44}{30} = 1{,}781 \text{ Quadratfuß},$$

und daher der Durchmesser derselben:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 F_1}{\pi}} = 1{,}5 \text{ Fuß},$$

und führt man noch den Widerstandscoefficienten für den Eintritt in die Leitung, $\zeta_0 = 0{,}500$, den Reibungscoefficienten $\zeta_1 = 0{,}025$, den Manometerstand im Regulator, $h = 5$ Zoll, und das specifische Gewicht des Windes in Hinsicht auf Quecksilber:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{800 \,.\, 13{,}6} = \frac{1}{10880}$$

ein, so erhält man den Manometerstand des Windes am Theilpunkte oder Ende A dieser Röhre:

$$s = h - \left(1 + \zeta_0 + \zeta \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2 g \varepsilon} = 5 - \left(1{,}5 + 0{,}025 \,.\, \frac{15}{1{,}5}\right) \,.\, \frac{0{,}016 \,.\, 900 \,.\, 12}{10880}$$

$$= 5 - 1{,}74 \,.\, 0{,}09 \,.\, \frac{3}{17} = 5 - 0{,}030 = 4{,}97 \text{ Zoll}.$$

Annähernd ist nach dem obigen Beispiel, der Inhalt der sämmtlichen drei Düsenmündungsquerschnitte:

$$3 F_\mu = 0{,}1050 \text{ Quadratfuß} = 15{,}12 \text{ Quadratzoll},$$

folglich der Querschnitt einer Düse $F_\mu = 5{,}04$ Quadratzoll, und der Durchmesser derselben: $d_\mu = 2{,}54$ Zoll.

Giebt man einer Zweigröhre den Querschnitt

$$F_2 = \frac{F_1}{3} = \frac{1{,}781}{3} = 0{,}594 \text{ Quadratfuß} = 85{,}5 \text{ Quadratzoll},$$

und hiernach die Weite

$$d_2 = 0{,}87 \text{ Fuß} = 10{,}44 \text{ Zoll},$$

so hat man

$$1 - \left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2 = 1 - \left(\frac{5{,}04}{85{,}5}\right)^2 = 1 - 0{,}00348 = 0{,}9965,$$

und nimmt man $\Sigma(\zeta) = 2$, sowie $\zeta_2 = 0{,}025$ und die Länge der Zweigröhre, $l_2 = 30$ Fuß an, so erhält man

$$\left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \left(\frac{F_\mu}{F_2}\right)^2 = \left(2 + 0{,}025 \,.\, \frac{30}{0{,}87}\right) \,.\, 0{,}00348 = 0{,}0100,$$

und da nun noch

$$\zeta_\mu = \left(\frac{1}{0{,}92}\right)^2 - 1 = 0{,}1814,$$

$$\left(1 + 0{,}028 \frac{s}{b}\right) = 1 + 0{,}028 \,.\, \frac{4{,}97}{27} = 1{,}005,$$

ferner für $\tau = 15°$,

Digitized by Google

Düſenquerſchnitt.

$$(1 + 0{,}00367\,\tau)\,\frac{s}{b} = 1{,}055 \,.\, \frac{4{,}97}{27} = 0{,}1942,$$

und

$$\frac{\frac{1}{n}\,Q}{1258} = \tfrac{1}{3} \,.\, \frac{53{,}44}{1258} = \frac{17{,}813}{1258} = 0{,}01416 \text{ iſt,}$$

ſo folgt der nöthige Mündungsquerſchnitt einer Düſe:

$$F_\mu = 1{,}005 \sqrt{\frac{0{,}9965 + 0{,}1814 + 0{,}0100}{0{,}1942}} \,.\, 0{,}01416 = 0{,}01423 \sqrt{\frac{1{,}1879}{0{,}1942}}$$

$= 0{,}03519$ Quadratfuß $= 5{,}07$ Quadratzoll,

und daher der entſprechende Düſenmündungsdurchmeſſer $d_\mu = 2{,}55$ Zoll, alſo nur wenig größer als wenn die Zweigröhre ganz kurz wäre.

Dieſe kleine Differenz hat in dem großen Verhältniß $\frac{d_z}{d_\mu} = \frac{10.44}{2{,}55} = 4{,}094$ der Röhrenweite zur Düſenmündungsweite ihren Grund.

Erhitzte Gebläſeluft.

§. 427. Bei Anwendung der erhitzten Gebläſeluft durchläuft der Wind, ehe er zur Düſe gelangt, noch den durch einen Ofen geführten Röhrenapparat, und hat daher auch die Reibungs- und Krümmungswiderſtände in demſelben zu überwinden. Dieſe Widerſtände fallen hier um ſo bedeutender aus, da zur Erlangung einer ſchnellen Mittheilung der Wärme die einzelnen Röhren dieſes Apparates eine kleine mittlere Weite $\left(d = \frac{4F}{p}\right)$ erhalten müſſen. In dieſem Röhrenapparate geht die Temperatur τ_1 der aus dem Regulator kommenden Luft allmälig in die höhere Temperatur τ_2 von 200 bis 300 Grad über, wobei ihre Dichtigkeit γ_1 nach und nach eine kleinere Dichtigkeit γ_2 wird, und auch die Geſchwindigkeit v_1 einen anderen Werth v_2 annimmt. Da ſich das Gewicht des die Röhre vom Querſchnitt F durchſtrömenden Windquantums $= F v_1 \gamma_1 = F v_2 \gamma_2$ ſetzen läßt, ſo folgt

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{\gamma_1}{\gamma_2}.$$

Iſt der Manometerſtand am Endpunkt der Heizröhre um y kleiner als der Manometerſtand h am Anfangspunkt derſelben, ſo hat man (ſ. Bd. I, §. 360):

$$\frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{b + h}{b + h - y} \,.\, \frac{1 + \delta\tau_2}{1 + \delta\tau_1},$$

daher folgt auch

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{b + h}{b + h - y} \,.\, \frac{1 + \delta\tau_2}{1 + \delta\tau_1},$$

oder annähernd,

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(1 + \frac{y}{b + h}\right) \frac{1 + \delta\tau_2}{1 + \delta\tau_1},$$

Digitized by Google

Erhitzte Gebläseluft.

ſo daß nun, wenn man zur Abkürzung

$$1)\quad \frac{1+\delta\tau_2}{1+\delta\tau_1}=\chi \text{ ſetzt,}$$

$$\left(\frac{v_2}{v_1}\right)^2=\left(1+\frac{2y}{b+h}\right)\chi^2$$

folgt, und ſich

$$v_2{}^2-v_1{}^2=\left(\chi^2-1+\frac{2y}{b+h}\chi^2\right)v_1{}^2$$

ſowie

$$v_2{}^2+v_1{}^2=\left(\chi^2+1+\frac{2y}{b+h}\chi^2\right)v_1{}^2$$

ſetzen läßt.

Bezeichnet $\Sigma(\xi)$ die Summe der Coefficienten des Krümmungswiderſtandes, ξ_2 den Reibungscoefficienten, l_2 die Länge und d_2 die Weite der Heizröhre, ſo läßt ſich die von den Widerſtänden in dieſer Röhre in Anſpruch genommene Druckhöhe:

$$\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{{}^1/_2(v_1{}^2+v_2)}{2g}=\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{\chi^2+1}{2}+\frac{y}{b+h}\chi^2\right)\frac{v_1{}^2}{2g}$$

ſetzen, und iſt noch ε das Verhältniß der Dichtigkeit des Queckſilbers zu der der äußeren Luft unter dem Drucke b und bei der Temperatur τ, ſo folgt

$$\varepsilon y=\left(\chi^2-1+\frac{2y}{b+h}\chi^2\right)\frac{v_1{}^2}{2g}+\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\left(\frac{\chi^2+1}{2}+\frac{y}{b+h}\chi^2\right)\frac{v_1{}^2}{2g}$$

oder

$$\left(\varepsilon-\left[2\chi^2+\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\chi^2\right]\cdot\frac{v_1{}^2}{2g(b+h)}\right)y$$
$$=\left[\chi^2-1+\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\chi^2+1}{2}\right]\frac{v_1{}^2}{2g},$$

ſo daß nun die Verminderung des Manometerſtandes in der Heizröhre:

$$2)\quad y=\frac{\left[\chi^2-1+\left(\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\frac{\chi^2+1}{2}\right]\frac{v_1{}^2}{2g}}{\varepsilon-\left(2+\Sigma(\xi)+\xi_2\frac{l_2}{d_2}\right)\chi^2\frac{v_1{}^2}{2g(b+h)}}$$

folgt, und ſich nun auch die Geſchwindigkeit v_2 des erhitzten Windes am Ende der Heizöhre mittels der Formel

$$3)\quad v_2=\left(1+\frac{y}{b+h}\right)\chi v_1=\left(1+\frac{y}{b+h}\right)\left(\frac{1+\delta\tau_2}{1+\delta\tau_1}\right)v_1$$

berechnen läßt.

Bezeichnet, wie oben, h den Manometerſtand im Regulator, und d_1 die Weite, l_1 die Länge des Stückes der Windleitung, welches den Wind vom

Digitized by Google

Erhitzte Gebläseluft.

Regulator nach dem Heizapparat führt, u. ſ. w., ſo hat man den Manometerſtand am Ende des Heizapparates:

$$4)\quad z = h - y - \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2g\varepsilon}.$$

Es iſt nun das durch die Düſe ausſtrömende Windquantum von der Temperatur τ_2 und reducirt auf den äußeren Druck b:

$$Q_1 = \left(1 - 0{,}028 \frac{z}{b}\right) \mu F_\mu \sqrt{\frac{2g \frac{p_1}{\gamma_1} \cdot \frac{z}{b}}{1 - \left(\frac{F\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2}},$$

wo bei l_3, d_3 und F_3 Länge, Weite und Querſchnitt der nach den Düſen führenden Zweigröhren, ſo ζ_3 den Reibungscoefficienten und $\Sigma(\zeta_1)$ die Summe der übrigen Widerſtandscoefficienten derſelben bezeichnen, und daher das Windquantum reducirt auf die äußere Temperatur τ und auf den äußeren Barometerſtand b:

$$Q = \frac{1 + \delta\tau}{1 + \delta\tau_2} Q_1 = 1258 F_\mu \left(1 - 0{,}028 \frac{z}{b}\right) \frac{1 + \delta\tau}{1 + \delta\tau_2} \cdot \sqrt{\frac{(1 + \delta\tau_2)\frac{z}{b}}{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2}} \text{ Cubikfuß}$$

$$= 1258 F_\mu \left(1 - 0{,}028 \frac{z}{b}\right)(1 + 0{,}00367\tau) \sqrt{\frac{\frac{z}{b}}{(1 + 0{,}00367\tau_2)\left[1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2\right]}},$$

ſo daß nun bei gegebenem Windquantum der erforderliche Mündungsquerſchnitt von jeder der n Düſen:

$$5)\quad F_\mu = \frac{1 + 0{,}028 \frac{z}{b}}{1 + 0{,}00367\tau} \cdot \sqrt{(1 + 0{,}00367\tau_2)\left[1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left(\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3}\right)\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2\right]} \frac{b}{z} \cdot \frac{\frac{1}{n} Q}{1258}$$

Quadratfuß folgt.

Es iſt alſo der Düſenmündung ein um ſo größerer Querſchnitt zu geben, je niedriger die Temperatur τ der äußeren Luft und je höher die Temperatur τ_2 des ausſtrömenden Windes iſt.

Digitized by Google

Um über die Menge des durch das Gebläſe in den Schmelzraum eingeblaſenen Sauerſtoffs Vergleiche anſtellen zu können, reducirt man das Windquantum auf Null Grad Wärme und auf den mittleren Barometerſtand $b_0 = 28$ Zoll. Dieſes reducirte Windquantum iſt: Erhitzte Gebläſeluft.

$$6)\quad Q_0 = \frac{1}{1+\delta\tau_2}\cdot\frac{b}{b_0}\cdot Q_1 = \frac{1}{1+\delta\tau}\cdot\frac{b}{b_0}\,Q.$$

§. 428. Um das Windquantum Q beim Durchſtrömen der Heizröhre von der Temperatur τ_1 auf die verlangte Temperatur τ_2 zu erhitzen, iſt nöthig, derſelben eine gewiſſe Oberfläche O zu geben. Wir haben in Bd. II, §. 375, nach Cavé angenommen, daß 1 Quadratmeter Heizfläche ſtündlich 19 Pfund Dampf oder circa $19 \,.\, 600 = 11400$ Wärmeeinheiten, alſo pr. Minute $\frac{11400}{60} = 190$ Wärmeeinheiten liefere; nach Walter (ſ. deſſen Eiſenhüttenkunde) ſoll man bei einem Winderhitzungsapparat nur 100 Wärmeeinheiten pr. Minute auf ein Quadratmeter Heizfläche rechnen. Da die ſpecifiſche Wärme der Luft ein Viertel von der des Waſſers iſt, ſo erwärmt folglich 1 Quadratmeter Heizfläche 1 Kilogramm Luft pr. Minute um $4 \,.\, 100 = 400$ Grad, oder $^4/_3$ Kilogramm auf 300 Grad; nun wiegt aber 1 Cubikmeter unerhitzte Luft ungefähr $\frac{1000}{800} = {}^5/_4$ Kilogramm, folglich kann man mit 1 Quadratmeter Heizfläche, $^4/_3 \,.\, ^4/_5 = {}^{16}/_{15}$, d. i. circa 1 Cubikmeter Wind auf 300 Grad erhitzen. Da 1 Meter $= 3{,}186$ Fuß iſt, ſo läßt ſich daher auch annehmen, daß 1 Quadratfuß Heizfläche hinreiche, um 3,186 Cubikfuß Wind zu erhitzen, oder daß zur Erhitzung von 1 Cubikfuß Wind eine Erwärmungsfläche von $\frac{1}{3{,}186} = 0{,}314$ Quadratfuß nöthig ſei.

Bezeichnen p_ω den äußeren Perimeter und l_ω den von außen mit warmer Luft umgebenen Theil der Heizröhre, ſo hat man hiernach:

$$p_\omega l_\omega = 0{,}314 \,.\, 60\, Q = 18{,}84\, Q,$$

oder allgemeiner

$$= 0{,}0628\,(\tau_2 - \tau_1)\,Q$$

zu ſetzen, und hiernach die erforderliche Länge ſämmtlicher Heizröhren zuſammengenommen:

$$l_\omega = 0{,}0628\,(\tau_2 - \tau_1)\,\frac{Q}{p_\omega}.$$

Iſt der Querſchnitt einer Heizröhre eine Ellipſe mit den Halbaxen a_2 und $b_2 = v\,a_2$, ſo hat man den lichten Querſchnitt einer Heizröhre:

$$F_2 = \pi\, a_2\, b_2 = v\,\pi\, a_2{}^2,$$

und daher

Digitized by Google

Erhitzte Gebläseluft.

$$a_2 = \sqrt{\frac{F_2}{\nu\pi}}, \text{ sowie } b = \nu\sqrt{\frac{F_2}{\nu\pi}} = \sqrt{\frac{\nu F_2}{\pi}},$$

sowie den inneren Perimeter derselben (s. »Ingenieur« Seite 172)

$$p_2 = \pi(a_2 + b_2)\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right],$$

daher

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{a_2 + b_2}{a_2 b_2}\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right].$$

Der äußere Perimeter einer Heizröhre ist, bei der Wandstärke e_2 derselben

$$p_\omega = \pi(a_2 + b_2 + 2e_2)\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2 + 2e}\right)^2\right].$$

Beispiel. Wenn man bei der in den letzten Beispielen (§. 421 und §. 426) behandelten Windleitung eines Cylindergebläses noch einen Lufterhitzungsapparat, wie Fig. 855, mit sechs getrennten Röhrensträngen einschaltet, und den elliptischen Querschnitt eines solchen Röhrenstranges innerlich sechsmal so hoch als weit macht, so ist bei dem gegebenen Querschnitt von 1,781 Quadratfuß = 256,5 Quadratzoll der ganzen Leitungsröhre, und daher bei dem Querschnitt $F_2 = \frac{256,5}{6} = 42,75$ Quadratzoll eines Röhrenstranges die innere Höhe desselben

$$2a_2 = 2\sqrt{\frac{F_2}{\nu\pi}} = 2\sqrt{\frac{42,75 \cdot 6}{\pi}} = 2\sqrt{\frac{256,4}{\pi}} = 2 \cdot 9 = 18 \text{ Zoll},$$

und die Weite desselben:

$$2b_2 = 2 \cdot {}^9/_6 = 2 \cdot {}^3/_2 = 3 \text{ Zoll},$$

ferner der innere Perimeter

$$p_2 = \pi(a_2 + b_2)\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{a_2 - b_2}{a_2 + b_2}\right)^2\right] = 10,5\,\pi\left[1 + {}^1/_4\left(\frac{7,5}{10,5}\right)^2\right]$$
$$= 10,5 \cdot 1,1276\,\pi = 11,84\,\pi,$$

und daher das Verhältniß

$$\frac{p_2}{F_2} = \frac{11,84\pi}{9 \cdot {}^3/_2\pi} = \frac{11,84 \cdot 2}{9 \cdot 3} = 0,877, \text{ für Zollmaß},$$

also

$$\frac{p_2}{F_2} = 0,877 \cdot 12 = 10,524 \text{ für Fußmaß}.$$

Macht man die Wanddicke $e_2 = {}^1/_3$ Zoll, so ist $a_2 + b_2 + 2e = 11,53$ Zoll, und daher der äußere Röhrenumfang

$$p_\omega = 11,53 \cdot \left[1 + {}^1/_4\left(\frac{7,5}{11,53}\right)^2\right]\pi = 11,53 \cdot 1,1057\,\pi = 40 \text{ Zoll} = 3,33 \text{ Fuß}.$$

Erhitzt man den Wind um 300°, setzt man also $\tau_2 - \tau_1 = 300$, so folgt, da das kalte Windquantum pr. Secunde $Q = 53,44$ Cubikfuß ist, die erforderliche Länge der Heizfläche:

$$l_\omega = 0,0628\,(\tau_2 - \tau_1)\frac{Q}{p_\omega} = 0,0628 \cdot 300 \cdot \frac{53,44}{3,33} = 302 \text{ Fuß}.$$

Hiernach ist die Länge des erhitzten Theiles eines Röhrenstranges:

$$\frac{l_\omega}{6} = \frac{302}{6} = 50,33 \text{ Fuß},$$

Digitized by Google

und daher die eines Röhrenſtückes, da jeder Röhrenſtrang aus ſechs Stücken beſteht, Erhitzte Gebläſeluft.

$$\frac{50{,}33}{6} = 8{,}39 \text{ Fuß}.$$

Wegen der nöthigen Einmauerung möchte aber dieſe Länge = 9,5 Fuß, folglich die ganze Länge des geraden Röhrenſtückes = 6 . 9,5 = 57 Fuß gemacht werden; und wenn nun noch die Länge eines kropfförmigen Verbindungsſtückes = π . 1,5 = 4,71 Fuß, und folglich von allen fünf Kropfſtücken, = 5 . 4,71 = 23,55 Fuß mißt, ſo iſt die ganze Länge eines der ſechs Röhrenſtränge

$$l_2 = 57 + 23{,}55 = 80{,}55 \text{ Fuß},$$

und daher

$$\zeta_2 \frac{l_2}{d_2} = \zeta_2 \frac{p_2 \, l_2}{4 F_2} = 0{,}025 \, . \, \frac{10{,}524 \, . \, 80{,}55}{4} = 0{,}0658 \, . \, 80{,}55 = 5{,}33.$$

Noch iſt die Summe der Widerſtandscoefficienten für die fünf Kropfſtücke und zwei Knieſtücke eines Stranges:

$$\Sigma(\zeta) = 5 \, . \, 0{,}5 + 2 \, . \, 1{,}25 = 5 \text{ zu ſetzen},$$

daher folgt

$$\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2} = 5{,}33 + 5 = 10{,}33.$$

Ferner iſt für $\tau_1 = 15$ und $\tau_2 = 300$,

$$\chi = \frac{1 + 0{,}00367 \, . \, 300}{1 + 0{,}00367 \, . \, 15} = \frac{2{,}101}{1{,}055} = 1{,}992,$$

$$\chi^2 - 1 = 2{,}968,$$

$$2\chi^2 = 7{,}936,$$

$$\frac{\chi^2 + 1}{2} = 2{,}482,$$

und, wenn man von der Compreſſion des Windes abſieht, die Geſchwindigkeit deſſelben beim Eintritt in die Heizröhren:

$$v_1 = \frac{Q}{F_1} = \frac{53{,}44}{1{,}717} = 31{,}125 \text{ Fuß},$$

daher

$$\frac{v_1^2}{2g} = 0{,}016 \, . \, (31{,}125)^2 = 15{,}501 \text{ Fuß}$$

und

$$\frac{v_1^2}{2g\,(b+h)} = \frac{15{,}501 \, . \, 12}{32} = \tfrac{3}{8} \, 15{,}501 = 5{,}813.$$

Setzt man endlich noch das ſpecifiſche Gewicht des Queckſilbers in Hinſicht auf die äußere Luft:

$$\varepsilon = 13{,}6 \, . \, 66 \, . \, \frac{0{,}003059 \, . \, 27}{1{,}055} = 11465$$

(ſ. Band I, §. 361), ſo folgt die Senkung des Manometerſtandes des Windes beim Durchlaufen der Heizröhre:

$$y = \frac{\left[\chi^2 - 1 + \left(\Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \frac{\chi^2 + 1}{2}\right] \frac{v_1^2}{2g}}{\varepsilon - \left(2 + \Sigma(\zeta) + \zeta_2 \frac{l_2}{d_2}\right) \chi^2 \frac{v_1^2}{2g(b+h)}} = \frac{(2{,}968 + 10{,}33 \, . \, 2{,}482) \, . \, 15{,}501}{11465 - 12{,}33 \, . \, 3{,}968 \, . \, 5{,}813}$$

$$= \frac{28{,}61 \, . \, 15{,}501}{11465 - 254} = \frac{443{,}4}{11181} = 0{,}03966 \text{ Fuß} = 0{,}476 \text{ Zoll}.$$

Nun iſt der Manometerſtand des Windes beim Austritt aus dem Erhitzungsapparate:

Digitized by Google

Erhitzte Gebläseluft.

$$s = h - y - \left(1 + \zeta_0 + \zeta_1 \frac{l_1}{d_1}\right) \frac{v_1^2}{2\,g\varepsilon} = 5 - 0{,}476 - \left(1{,}5 + 0{,}025 \cdot \frac{15}{1{,}5}\right) \cdot \frac{15{,}50}{11465}$$

$$= 4{,}524 - 1{,}75 \,.\, 0{,}001352 = 4{,}522,$$

daher

$$1 + 0{,}028 \frac{s}{b} = 1 + 0{,}028 \cdot \frac{4{,}527}{27} = 1{,}0047,$$

und der erforderliche Querschnitt einer Düsenmündung ohne Berücksichtigung der Widerstände in den Zweigröhren:

$$F_\mu = \frac{1 + 0{,}028 \frac{s}{b}}{1 + 0{,}00367\,\tau} - \sqrt{(1 + 0{,}00367\,\tau_1)\,\frac{b}{s}} \cdot \frac{Q}{1258\,\mu n}$$

$$= \frac{1{,}0047}{1{,}055} \sqrt{\frac{2{,}101 \,.\, 27}{4{,}522}} \cdot \frac{0{,}01416}{0{,}92} = 0{,}05189 \text{ Quadratfuß}$$

$$= 7{,}472 \text{ Quadratzoll},$$

sowie der entsprechende Durchmesser

$$d_\mu = 3{,}084 \text{ Zoll}.$$

Nun ist $\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 = \left(\frac{7{,}472}{85{,}5}\right)^2 = 0{,}007637$, und

$$\Sigma(\zeta_1) + \zeta \frac{l_3}{d_3} = 2 + 0{,}025 \cdot \frac{30}{0{,}87} = 2{,}862,$$

wie im vorigen Beispiele, daher folgt

$$\frac{1 - \left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2 + \zeta_\mu + \left[\Sigma(\zeta_1) + \zeta_3 \frac{l_3}{d_3}\right]\left(\frac{F_\mu}{F_3}\right)^2}{1 + \zeta_\mu}$$

$$= \frac{1{,}1814 - 0{,}00764 + 2{,}862 \,.\, 0{,}00764}{1{,}1814} = \frac{1{,}1956}{1{,}1814} = 1{,}012;$$

und der gesuchte Düsenmündungsquerschnitt, mit Berücksichtigung der Nebenhindernisse:

$$F_\mu = 7{,}472 \sqrt{1{,}012} = 7{,}517 \text{ Quadratzoll},$$

sowie der entsprechende Mündungsdurchmesser:

$$d_\mu = 3{,}094 \text{ Zoll}.$$

Dimensionen eines Kolbengebläses.

§. 429. Um ein Kolbengebläse construiren zu können, muß von dem Metallurgen u. s. w. das zu liefernde Windquantum Q und die erforderliche Windpressung oder der Manometerstand h gegeben sein. Unter der Windpressung versteht man gewöhnlich den Ueberdruck des Windes über den Atmosphärendruck. Bezeichnet h den Manometerstand und γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung, so ist die Windpressung

$$p_1 - p = h\gamma.$$

Besteht die Manometerfüllung aus Quecksilber, und giebt man h in Zollen, so hat man die Windpressung pr. Quadratzoll:

$$p_1 - p = 0{,}520\,h \text{ Pfund},$$

und daher umgekehrt,

$$h = 1{,}923\,(p_1 - p) \text{ Zoll}.$$

Bei einem Wassermanometer hat man

$$p_1 - p = 0{,}03825\,h \text{ Pfund},$$

Digitized by Google

und umgekehrt,

Dimenſionen eines Kolbengebläſes.

$$h = 26{,}14\ (p - p_1)\ \text{Zoll.}$$

Bei den Schachtöfen zur Kupfererzeugung iſt

$$h = 1\,1/2\ \text{Zoll Queckſilber}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}78\ \text{Pfund,}$$

bei Hohöfen zur Roheiſenerzeugung mittels Holzkohlen

$$h = 1\,1/2 \text{ bis } 2\,1/2\ \text{Zoll}$$

oder

$$p_1 - p = 0{,}786 \text{ bis } 1{,}30\ \text{Pfund,}$$

bei ſolchen mittels leichten Coaks

$$h = 3 \text{ bis } 5\ \text{Zoll}$$

oder

$$p_1 - p = 1{,}56 \text{ bis } 2{,}60\ \text{Pfund,}$$

und ſolchen mittels dichten Coaks oder Anthracits,

$$h = 6 \text{ bis } 7\ \text{Zoll}$$

oder

$$p_1 - p = 3{,}12 \text{ bis } 3{,}64\ \text{Pfund.}$$

Die mittlere Windmenge iſt für einen Schachtofen zur Kupfergewinnung pr. Minute

$$60\,Q = 200\ \text{Cubikfuß,}$$

für einen Holzkohlen-Eiſenhohofen pr. Minute

$$60\,Q = 500 \text{ bis } 1500\ \text{Cubikfuß,}$$

und einen Coakshohofen pr. Minute

$$60\,Q = 2000 \text{ bis } 5000\ \text{Cubikfuß.}$$

Bezeichnet F den Inhalt der Kolbenfläche, ſowie s die Größe des Kolbenhubes, und n die Anzahl der Cylinderfüllungen, welche das Kolbengebläſe pr. Minute ausbläſt, ſo hat man auch

$$Q = \frac{n\,F\,s}{60};$$

da aber die effective Windmenge nur 60 bis 70 Proc. der theoretiſchen Windmenge iſt, ſo muß man

$$Q = 0{,}60 \cdot \frac{n\,F\,s}{60} \text{ bis } 0{,}75\ \frac{n\,F\,s}{60}$$

ſetzen, oder allgemein, wenn der Ausblaſecoefficient oder das Verhältniß (0,60 bis 0,75) der ausgeblaſenen Windmenge zur theoretiſch eingeſaugten durch ψ bezeichnet wird,

$$Q = \psi \cdot \frac{n\,F\,s}{60};$$

auch iſt

$$Q = \psi \cdot \frac{n_1\,n_2\,F\,s}{60},$$

wenn das Gebläſe aus n_1 einfach-wirkenden Kolben beſteht, wovon jeder pr. Minute n_2 Spiele macht, dagegen

$$Q = \psi \cdot \frac{n_1\,n_2\,F\,s}{30},$$

Digitized by Google

Dimensionen der Kolbengebläse.

wenn das Gebläse aus n_1 doppelt-wirkenden, pr. Minute n_2 Spiele machenden Kolben besteht (s. §. 415).

Nun ist aber auch $\frac{2sn_2}{60} = v$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit, daher läßt sich auch im ersteren Falle

$$Q = \psi \cdot \frac{n_1 F v}{2},$$

und im zweiten

$$Q = \psi \cdot n_1 F v$$

setzen.

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist bei unvollkommenen, namentlich bei Balgen- und Kastengebläsen, sowie Wettersaugern und bei Cylindergebläsen mit engen Luftcanälen und engen Windleitungen, $v = 2$ bis 3 Fuß, bei vollkommneren Gebläsen, namentlich bei solchen, welche weite Ventilmündungen und weite Windleitungen haben, steigert man v auf 4 bis 5 Fuß; endlich bei Schiebergebläsen und Ventilgebläsen, welche durch Hochdruckdampfmaschinen bewegt werden, wendet man mittlere Kolbengeschwindigkeiten von 6 bis 10 Fuß an. Aus der angenommenen Geschwindigkeit v folgt nun der Inhalt der Kolbenflächen

$$n_1 F = \frac{2Q}{\psi v}$$

für einfach-wirkende, und

$$n_1 F = \frac{Q}{\psi v},$$

für doppelt-wirkende Gebläsemaschinen.

Die Anzahl n_1 der Gebläsecylinder, welche den Wind in einen gemeinschaftlichen Regulator blasen, ist bei einfacher Wirkung der Kolben gewöhnlich 2 bis 4, und bei doppelter Wirkung 1 bis 2. Aus n_1 folgt dann die Kolbenfläche F und der entsprechende Kolbendurchmesser

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{8Q}{\psi \pi n_1 v}} = 1{,}596 \sqrt{\frac{Q}{\psi n_1 v}},$$

bei einfacher, und

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4Q}{\psi \pi n_1 v}} = 1{,}1284 \sqrt{\frac{Q}{\psi n_1 v}}$$

bei doppelter Wirkung.

Führt man $\psi = 0{,}675$ ein, so erhält man für den ersten Fall:

$$d = 1{,}942 \sqrt{\frac{Q}{n_1 v}} \text{ Fuß} = 23{,}31 \sqrt{\frac{Q}{n_1 v}} \text{ Zoll},$$

und für den zweiten:

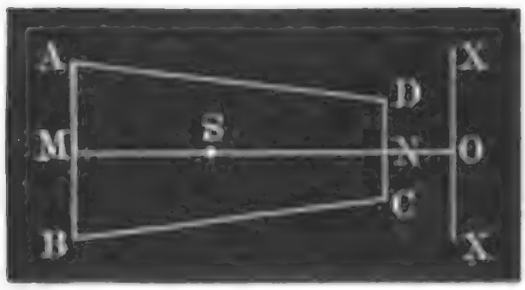
$$d = 1{,}373 \sqrt{\frac{Q}{n_1 v}} \text{ Fuß} = 16{,}49 \sqrt{\frac{Q}{n_1 v}} \text{ Zoll}.$$

Digitized by Google

Bei großen Cylindergebläſen zur Verſorgung mehrerer Coaks-Eiſenhohöfen mit Wind ſteigert ſich der Kolbendurchmeſſer auf 10 Fuß. Dimenſionen der Kolbengebläſe.

Bei Balgen mit trapezoidalen Kolbenflächen $ABCD$, Fig. 869, muß man noch Dimenſionsverhältniſſe dieſer Flächen geben, um ihre abſoluten Werthe berechnen zu können. Bezeichnen b_1 und b_2 die äußerſten Breiten AB und CD und l die Länge MN dieſer Fläche, ſo hat man

Fig. 869.



$$F = (b_1 + b_2)\,\frac{l}{2}$$

$$= \left(\frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l}\right)\frac{l^2}{2},$$

daher

$$l = \sqrt{\frac{2F}{\frac{b_1}{l} + \frac{b_2}{l}}},$$

und

$$b_1 = \frac{b_1}{l} \cdot l,$$

ſowie

$$b_2 = \frac{b_2}{l} \cdot l.$$

Iſt z. B. $\frac{b_1}{l} = 1/3$ und $\frac{b_2}{l} = 2/5 \,.\, 1/3 = 2/15$, ſo folgt

$$l = 2{,}071\sqrt{F},\ b_1 = 0{,}690\sqrt{F} \text{ und } b_2 = 0{,}276\sqrt{F}.$$

Den Hub s eines Cylindergebläſes macht man dem Durchmeſſer deſſelben angemeſſen, und zwar

$$s = 3/4\ d \text{ bis } 5/4\ d.$$

Bei Gebläſen mit oſcillirendem Kolben, wie z. B. bei den Spitzbalgen, iſt unter s der beim Ausblaſen vom Schwerpunkte S des Kolbens beſchriebene Bogen zu verſtehen. Iſt β das Bogenmaß und d die Entfernung NO der Seite CD von der Drehungsaxe XX der Kolbenfläche ſo hat man

$$s = \beta\left[\left(\frac{2\,b_1 + b_2}{b_1 + b_2}\right)\frac{l}{3} + d\right]$$

(ſ. Band I, §. 108). Es iſt gewöhnlich

$$s = \frac{l}{5} \text{ bis } \frac{l}{8}.$$

Aus dem Kolbenhube s beſtimmt ſich nun auch die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute:

$$n_2 = \frac{30\,v}{s}.$$

Bei den Kolbengebläſen mit Ventilen iſt die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute 12 bis 30, bei ſolchen mit Schiebern aber 40 bis 70. Letztere laſſen ſich wegen des mit der Preſſung ſteigenden Windverluſtes (ſ. §. 416)

Digitized by Google

Dimenſionen der Kolbengebläſe.

nur bei kleinen Preſſungen mit Vortheil anwenden, eignen ſich daher nicht zum Hohofenbetriebe, zumal nicht zur Erzeugung von Roheiſen mittels Coaks.

Die Querſchnitte der Mündungen zum Einſaugen und Ausblaſen ſind der Größe der Kolbenfläche und der Kolbengeſchwindigkeit anzumeſſen. Bei langſam gehenden Balgen und Kaſtengebläſen, iſt, wenn F den Inhalt der Kolbenfläche bezeichnet, der Querſchnitt der Saugmündungen $\frac{F}{15}$ bis $\frac{F}{12}$; bei Cylindergebläſen von mittlerer Geſchwindigkeit iſt dieſer Querſchnitt $\frac{F}{10}$ bis $\frac{F}{6}$; bei ſchnell gehenden Cylindergebläſen macht man ihn ſogar $\frac{F}{4}$ bis $\frac{F}{2}$. Die Querſchnitte der Blaſemündungen können anſehnlich kleiner ſein; bei langſam gehenden Gebläſen iſt der Querſchnitt der Blaſemündungen $= \frac{F}{24}$ bis $\frac{F}{18}$, bei mäßig ſchnell gehenden Gebläſen iſt derſelbe $\frac{F}{16}$ bis $\frac{F}{12}$, bei ſehr ſchnell gehenden Gebläſemaſchinen ſogar $\frac{F}{8}$ bis $\frac{F}{6}$. Damit ſich die dieſe Mündungen bedeckenden Ventile ſchnell öffnen und ſchließen, muß man ihnen eine kleine Breite geben, und ſie deshalb in größerer Anzahl anwenden. Uebrigens erhalten ſie einen Anſchlag von $^1/_2$ bis 1 Zoll Breite.

Bei den Schierbergebläſen dienen die Saugmündungen auch als Blaſemündungen; ihr Inhalt iſt $\frac{F}{6}$ bis $\frac{F}{10}$. Die Weite der Windleitungen iſt nach der in §. 411 gegebenen Regel zu beſtimmen, bei langſam gehenden Gebläſen iſt der Querſchnitt derſelben $\frac{F_\nu}{25}$ bis $\frac{F_\nu}{20}$, bei ſolchen mit mittlerer Geſchwindigkeit $\frac{F_\nu}{18}$ bis $\frac{F_\nu}{12}$ und bei ſehr ſchnell gehenden Gebläſen $\frac{F_\nu}{10}$ bis $\frac{F_\nu}{5}$, wobei F_ν die Summe der Flächeninhalte von den gleichzeitig blaſenden Kolben bezeichnet.

Wenn eine Windleitung erhitzte Luft von der Temperatur τ_2 fortführt, ſo muß man ihren Querſchnitt circa $\left(\frac{1 + 0{,}004\,\tau_2}{1 + 0{,}004\,\tau_1}\right)$ mal ſo groß machen, als den der Windleitung für unerhitzte Luft. Dieſelbe Regel kann man auch für die Summe der Querſchnitte der Winderhitzungsröhren in Anwendung bringen. Die Länge dieſer Röhren iſt nach der in §. 428 entwickelten Formel u. ſ. w. zu beſtimmen.

Der Brennſtoffaufwand zur Erzeugung der heißen Luft iſt wie folgt zu

Digitized by Google

ermitteln. Ein Pfund Kohle liefert bei der Verbrennung 6000 Wärme- einheiten, erhitzt alſo, wenn die ſpecifiſche Wärme der Luft 1 Viertel geſetzt wird, $6000 \,.\, 4 = 24000$ Pfund Luft um 1 Grad, oder 80 Pfund $= \frac{80 \,.\, 800}{66} = 970$ Cubikfuß Luft um 300 Grad. Es erfordert alſo ein Cubikfuß Luft zu ſeiner Erhitzung auf 300 Grad, $^1/_{970} = 0{,}001266$ Pfund Kohle. Nach vielfachen Erfahrungen laſſen ſich aber in dem Luft- erhitzungsapparat nur 50 Procent der Verbrennungswärme nutzbar machen, daher iſt zur Erwärmung von 1 Cubikfuß Luft die Kohlenmenge von 0,00253 Pfund nöthig. Setzt man die Luftmenge $= Q$ Cubikfuß und die Brenn- ſtoffmenge $= K$, ſo iſt hiernach für Steinkohlen

Dimenſionen der Kolben- gebläſe.

$$K = 0{,}00253\, Q,$$

oder allgemeiner,

$$K = 0{,}00000843\, (\tau_1 - \tau)\, Q,$$

dagegen für Holz,

$$K = 0{,}000004215\, (\tau_1 - \tau)\, Q$$

zu ſetzen.

Zur Beſtimmung des erforderlichen Düſenmündungsquerſchnitts, giebt §. 425 u. ſ. w. die nöthige Anleitung.

Der Wirkungsgrad eines Kolbengebläſes iſt, mit Einſchluß des Wind- verluſtes durch die Ventile u. ſ. w.

$$\eta = 0{,}40 \text{ bis } 0{,}60$$

zu ſetzen, wonach ſich nun die erforderliche Leiſtung der Kraft- und Zwiſchen- maſchine mittels der Formel

$$L = \left[1 - 0{,}3521 \left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q\, h\, \gamma}{\eta}$$

beſtimmen läßt, in welcher b den Barometerſtand, h den Manometerſtand im Regulator, $Q = \frac{nFs}{60}$, das geometriſch beſtimmte Windquantum pr. Secunde und γ die Dichtigkeit der Manometerfüllung bezeichnen.

Beiſpiel. Um ein Paar Hohöfen mit dem Windquantum $60\, Q = 4000$ Cubikfuß pr. Minute von 2,5 Pfund Ueberdruck zu verſorgen, ſoll ein doppelt- wirkendes Cylindergebläſe mit einem Cylinder in Anwendung kommen, und ſollen deſſen Dimenſionen und anderen mechaniſchen Verhältniſſe im Folgenden ermittelt werden.

Die effective Windmenge zu 67,5 Procent des geometriſch beſtimmten Wind- quantums, alſo $\psi = 0{,}675$, und die mittlere Kolbengeſchwindigkeit $v = 5$ Fuß angenommen, folgt die nöthige Fläche des Gebläſekolbens:

$$F = \frac{Q}{\psi v} = \frac{4000}{0{,}675 \,.\, 60 \,.\, 5} = \frac{40}{2{,}025} = 19{,}75 \text{ Quadratfuß}$$
$$= 2844 \text{ Quadratzoll},$$

und der entſprechende Kolbendurchmeſſer

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = 5{,}015 \text{ Fuß} = 60{,}2 \text{ Zoll},$$

Digitized by Google

Dimenſionen der Kolbengebläſe.

wofür wir aber, der Einfachheit wegen, genau 5 Fuß = 60 Zoll annehmen wollen. Bei einem Hub von 6 Fuß iſt die Anzahl der Kolbenſpiele pr. Minute

$$n_2 = \frac{30\,v}{s} = \frac{30.5}{6} = 25.$$

Den Querſchnitt der Saugmündungen kann man $= \frac{F}{6} = \frac{2270}{6} = 380$ Quadratzoll annehmen. Bei drei quadratiſchen Saugmündungen, ähnlich wie das Gebläſe in Fig. 836 darſtellt, kann man einer ſolchen Mündung eine Seitenlänge von 12 Zoll geben, und in jede zwei Klappventile einhängen; für die Mündungen der Druck- oder Blaſeventile genügt hingegen der Mündungsquerſchnitt $\frac{F}{8} = \frac{2270}{8} = 284$ Quadratzoll. Wendet man zwei ſolche Blaſemündungen von je 24 Zoll Länge und 6 Zoll Breite an, ſo erhält man dieſen Querſchnitt $= 2 . 24 . 6 = 2 . 144 = 288$ Quadratzoll. Den Querſchnitt der Windleitung für kalten Wind $= \frac{F_v}{10} = \frac{F}{10} = 227$ Quadratzoll angenommen, erhält man einen Röhrendurchmeſſer von 17 Zoll und eine Windgeſchwindigkeit in derſelben von $5 . 10 = 50$ Fuß. Bei Anwendung von bis 200 Grad erhitzten Wind iſt den Heizröhren und den Röhren zur Fortleitung dieſes Windes der Querſchnitt von $(1 + 0{,}004 . 200) . 227 = 1{,}8 . 227 = 408{,}6$ Quadratzoll, und der Durchmeſſer von 23 Zoll zu geben.

Die erforderliche Leiſtung der Umtriebsmaſchine iſt, wenn man den äußeren Luftdruck pr. Quadratzoll 14,5 Pfund, und daher $\frac{h}{b} = \frac{2{,}5}{14{,}5} = 0{,}1728$ ſetzt, $h\gamma = 2{,}5$ Pfund einführt, und den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}50$ annimmt:

$$L = \left[1 - 0{,}3521\,\frac{h}{b} + 0{,}2000\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] . \frac{F v h\gamma}{\eta}$$

$$= (1 - 0{,}3521 . 0{,}1728 + 0{,}2000 . 0{,}02986) . \frac{144 . 19{,}75 . 5 . 2{,}5}{0{,}5}$$

$$= (1 - 0{,}0608 + 0{,}0060) . 71100 = 0{,}9452 . 71100 = 67214 \text{ Fußpfund}$$

$$= 131{,}8 \text{ Pferdekräfte.}$$

Umtriebsmaſchinen der Gebläſe.

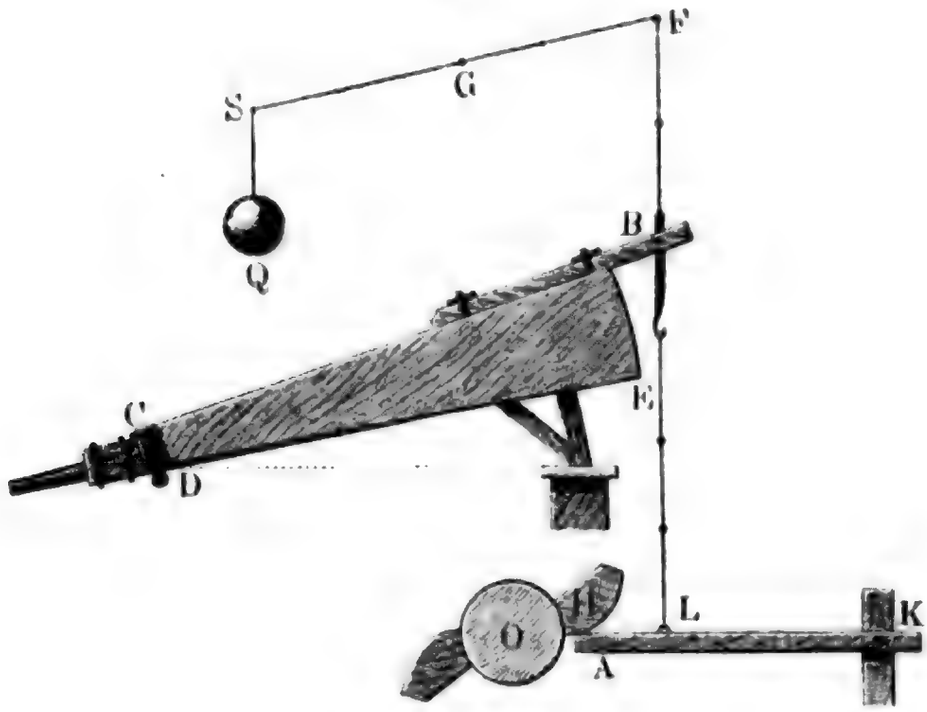
§. 430. Die Verbindung eines **Kolbengebläſes** mit der **Umtriebsmaſchine** iſt im Weſentlichen dieſelbe wie bei den Waſſerpumpen und anderen Arbeitsmaſchinen mit hin- und hergehender Bewegung, nur findet inſofern ein Unterſchied zwiſchen den Kolbengebläſen (Luftpumpen) und den Waſſerpumpen (Pumpen) ſtatt, als die erſteren mit einer zwei- bis dreimal ſo großen Geſchwindigkeit arbeiten als die letzteren. Je nach der Art der Umtriebskraft hat man entweder **Hand-** und **Trittgebläſe**, oder **Waſſerrad-** und **Turbinengebläſe**, oder **Dampfgebläſe** u. ſ. w. Die durch die menſchliche Kraft in Bewegung geſetzten Gebläſe ſind gewöhnlich nur kleine Lederbalgen, und je nachdem ſie mit der Hand oder mit den Füßen bewegt werden, entweder **Handbalgen** oder **Trittbalgen**. Beide werden entweder unmittelbar oder mittels eines Hebels von der menſchlichen Kraft in Bewegung geſetzt. Beiſpiele dieſer Bewegungsmechanismen bieten die in Fig. 834 und Fig. 835 abgebildeten Balgen.

Digitized by Google

Umtriebsmaſchinen der Gebläſe.

Größere Holz- und Lederbalgen werden in der Regel durch ein Waſſerrad und zwar mittels Hebedaumen oder Wellfüße in Bewegung geſetzt. Die letzteren ſitzen an der Waſſerradwelle feſt, und wirken entweder direct oder mittels eines Hebels auf den um eine horizontale Axe drehbaren, entweder den Boden oder den Deckel des Balgens bildenden Gebläſekolben. Die erſtere Wirkungsweiſe iſt aus der Abbildung in Fig. 834 zu erſehen, dieſelbe iſt dann anzuwenden, wenn die Axe der Waſſerradwelle nahe im Niveau des Gebläſekolbens liegt; befindet ſich aber die Waſſerradwelle O, Fig. 870, tiefer oder höher als der Kolben BC, ſo iſt es nöthig, den

Fig. 870.



Wellfuß H auf einen einarmigen Hebel AK wirken zu laſſen, welcher durch eine ſenkrechte Zugſtange BL mit dem beweglichen Balgenboden oder Deckel verbunden iſt. Der Wellfuß bewegt den Balgenkaſten BCE nur nach der einen Richtung, z. B. hier abwärts; damit aber derſelbe wieder zurückgehen kann und hierbei von Neuen Luft einſaugt, iſt noch ein Gegengewicht Q und zwar hier durch einen Hebel FGS, mit dem Balgenkaſten zu verbinden. In der Regel hat man zwei ſolcher Balgen vor einem Ofen liegen; dieſelben werden dann durch die Welle O abwechſelnd auf- und niederbewegt, und ſind zuweilen, um die Gegengewichte zu erſparen, durch einen gleicharmigen Hebel, ähnlich wie Fig. 767, mit einander gekuppelt.

Die einfach-wirkenden Kaſten- und Cylindergebläſe werden in der Regel durch auf der Waſſerradwelle ſitzende Wellfüße oder Excentriks in Bewegung geſetzt, z. B. das in Fig. 830 abgebildete Gerſtner'ſche Kaſtengebläſe und das in Fig. 833 abgebildete Cylindergebläſe von Fouriet.

Digitized by Google

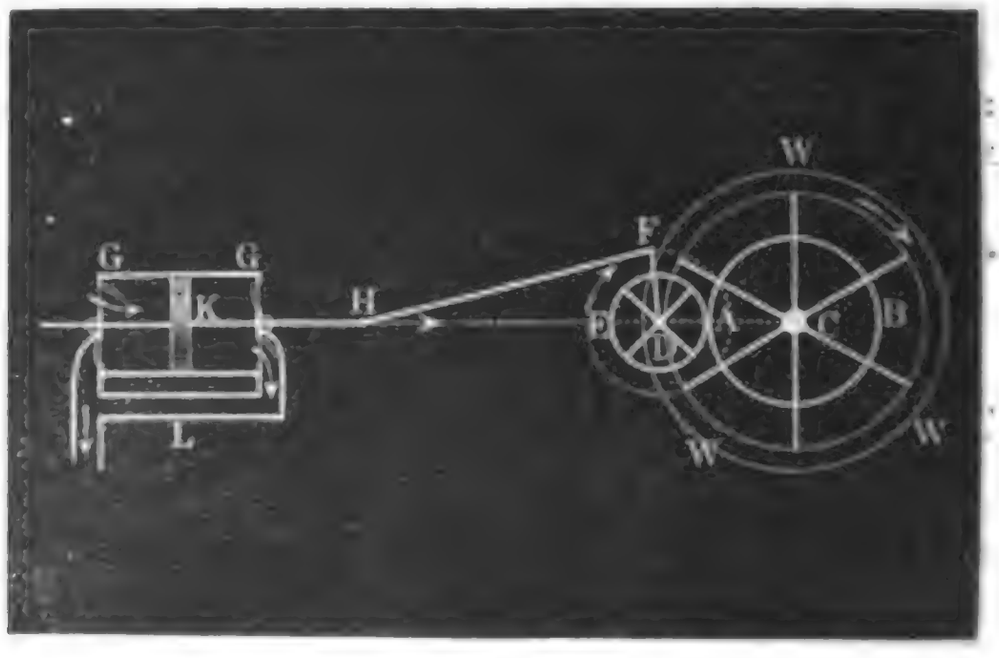
Umtriebsmaſchinen der Gebläſe

Doppelt-wirkende Cylindergebläſe werden in der Regel mittels Kurbelvorgelege von verticalen Waſſerrädern bewegt; um dieſe Gebläſe mit einer größeren Geſchwindigkeit arbeiten laſſen zu können, ſind dieſelben, namentlich wenn ſie eine mäßige Größe haben, noch mit einem Zahnradvorgelege auszurüſten.

Setzt man in der Formel $u = \frac{30\,v}{s}$ für v die mittlere Kolbengeſchwindigkeit und für s den Hub des Gebläſekolbens ein, ſo giebt dieſelbe die Anzahl u der Umdrehungen der Kurbelwelle pr. Minute. Nun iſt aber $v = 3$ Fuß und $s = 3$ bis 6 Fuß, daher folgt $u = {}^{90}/_{6} = 15$ bis ${}^{90}/_{3} = 30$; da aber ein verticales Waſſerrad nur bei einer Umdrehungszahl von 5 bis 8 vortheilhaft wirkt, ſo iſt zum Umtriebe eines Cylindergebläſes durch ein verticales Waſſerrad ein Zahnradvorgelege mit dem Umſetzungsverhältniſſe 2 bis 6 nöthig. Bei den horizontalen Waſſerrädern iſt die Umdrehungszahl gewöhnlich größer als 30, und deshalb erfordern Gebläſe, welche von dieſen Rädern in Umtrieb geſetzt werden, Zahnradvorgelege, welche die Umdrehungszahl vermindern; wenn z. B. die Turbinenwelle pr. Minute 120 Umdrehungen macht, und der Hub des Gebläſes, $s = 4$ Fuß mißt, ſo iſt ein Vorgelege mit dem Umſetzungsverhältniß $\frac{90}{4} : 120 = \frac{9}{4 \,.\, 12} = \frac{3}{16}$ erforderlich. Beim Umtrieb von Kolbengebläſen mittels Hochdruckturbinen ſind ſogar mehrere Zahnradvorgelege nöthig (vergl. §. 373).

Die Figuren 871 und 872 ſtellen die Skizzen von zwei durch verticale Waſſerräder in Bewegung geſetzten Gebläſen dar. Es iſt in beiden WWW das Waſſerrad, AB das auf der Welle C deſſelben ſitzende größere und AE das auf der Kurbelwelle D ſitzende kleinere Vorgelegerad, ſowie DF der

Fig. 871.



Digitized by Google

Kurbelarm und FH die Kurbelſtange, ferner in Fig. 871, GG der liegende Gebläſecylinder, K der Kolben, KH die bei H an die Kurbelſtange angeſchloſſene Kolbenſtange, und L die Windleitung, ſowie in Fig. 872, GG der ſtehende Gebläſecylinder, KS die Kolbenſtange und ROH ein um O ſchwingender, bei H an die Kurbelſtange angeſchloſſener Balancier u. ſ. w. Gewöhnlich beſteht ein ſolches Gebläſe aus zwei oder drei Gebläſecylindern, und daher auch aus zwei oder drei, auf derſelben Welle D ſitzenden und im Kreiſe gleichmäßig vertheilten Kurbeln. Umtriebsmaſchinen der Gebläſe.

Fig. 872.

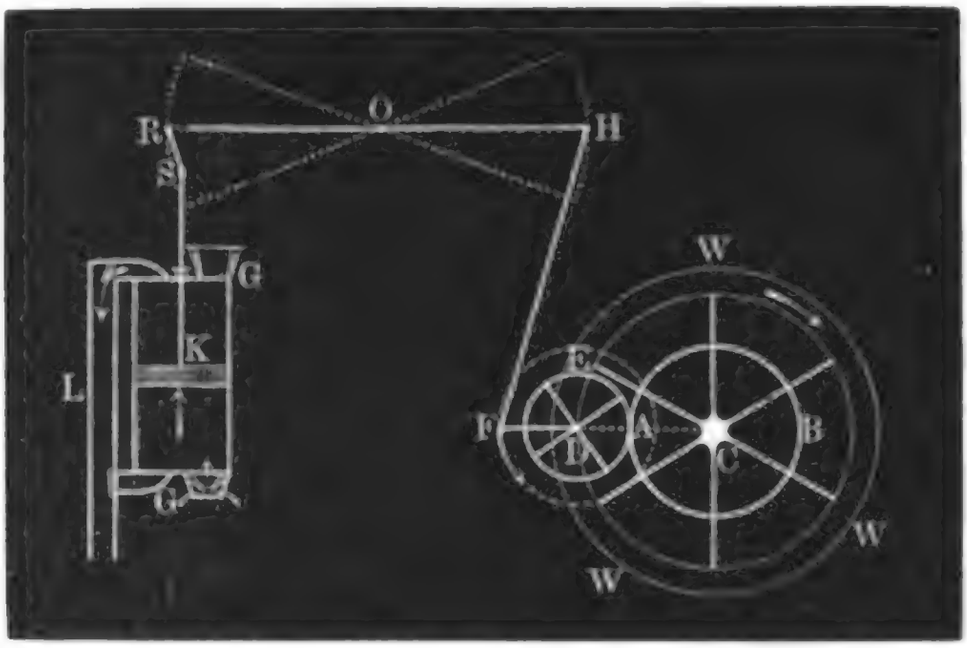


Fig. 873.

In Fig. 873 iſt noch die Skizze eines Turbinengebläſes dargeſtellt. Es iſt W das Turbinenrad, welches aus dem Reſervoir R mit Waſſer geſpeiſt wird, AA ein auf ihrer Welle CE ſitzendes coniſches Zahnrad, welches in das coniſche Zahnrad BB mit horizontaler Welle D eingreift, und DFH der bekannte Krummzapfenmechanismus, welcher den Kolben K mittels der Stange HK im verticalen Gebläſecylinder GG auf- und niederbewegt.

Endlich führt noch Fig. 874 (a. f. S.) die monodimetriſche Anſicht von einem

Digitized by Google

Umtriebs-maſchinen der Gebläſe.

Fig. 874.

Digitized by Google

kleinen Cylindergebläſe vor Augen. Daſſelbe dient auf der Kreuzburger Hütte in Oberſchleſien zur Windverſorgung für den Friſchfeuerbetrieb und beſteht aus zwei doppelt-wirkenden Gebläſekolben von 24 Zoll Durchmeſſer und 30 Zoll Hub. Man ſieht in *B B* das als Umtriebsmaſchine dienende eiſerne Waſſerrad, in *A* den Waſſereinlauf für daſſelbe, und in *C* die in Krummzapfen, wie *DE*, auslaufende Waſſerradwelle. Zwei gußeiſerne Armkreuze, wie *R*, verbinden das Rad mit der Welle, und zwei gußeiſerne Böcke, wie *O*, dienen zur Unterſtützung der Zapfenlager. Die beiden Gebläſecylinder *X*, *X* ruhen auf Balken *S* und *T*, welche durch andere Böcke *PQ*, *PQ* unterſtützt werden, und die Gebläſekolben *K* erhalten mittels der Kurbelſtange *EF*, welche unten an die Kurbeln und oben an die, die ſenkrechten Leitſtangen erfaſſenden Querhäupter *G G* der Kolbenſtangen angeſchloſſen ſind, die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Noch ſieht man bei *V*, V_1 die Saug-, ſowie bei *W*, W_1 die Blaſeventile, ſowie in *LMN* die Windleitung, in *w*, *w* Gegengewichte für die unteren Blaſeventile und in *H* die Stopfbüchſe für die durch den Boden des Gebläſecylinders gehende Kolbenſtange *KF*.

Umtriebsmaſchinen der Gebläſe

§. 431. Bei den durch die Dampfkraft in Bewegung geſetzten Cylindergebläſen iſt deshalb die directe Uebertragung der Dampfkraft auf den Gebläſekolben ohne Nachtheile zu bewirken, weil beide Maſchinen, das Cylindergebläſe und die Dampfmaſchinen, bei derſelben Geſchwindigkeit faſt gleich vortheilhaft arbeiten. Deshalb werden jetzt nur noch ſelten und nur unter beſonderen Umſtänden Dampfmaſchinengebläſe mit Zahnradvorgelegen in Anwendung gebracht, wohl aber verbindet man zur Erzielung eines gleichmäßigen Ganges mit Hülfe eines Krummzapfenmechanismus gewöhnlich noch ein rotirendes Schwungrad mit der ganzen Gebläſemaſchine. Iſt das Cylindergebläſe ein ſtehendes, ſo ſtellt man die Cylinder von beiden Maſchinen entweder über- oder nebeneinander; im erſteren Falle haben dieſelben eine gemeinſchaftliche Kolbenſtange, im zweiten Falle hat dagegen jede Maſchine eine beſondere Kolbenſtange, und es ſind dieſelben durch einen Hebel oder Balancier mit einander verbunden. Liegende Cylindergebläſe werden in der Regel direct an die umtreibende, ebenfalls liegende Dampfmaſchine angeſchloſſen und erhalten zur Ausgleichung der veränderlichen Kraft meiſt ebenfalls ein umlaufendes Schwungrad.

Dampfmaſchinengebläſe

Einige Skizzen von dieſen verſchiedenen Dampfmaſchinen-Gebläſen bieten die Abbildungen in Fig. 875, 876, 877 und 878 (a. ff. S.) dar.

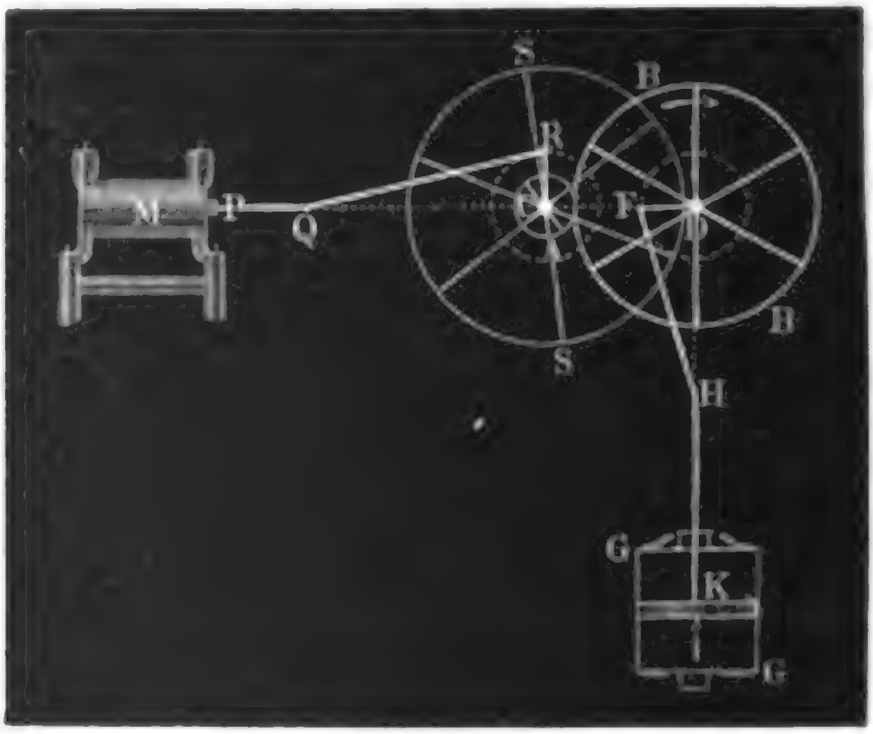
Fig. 875 (a. f. S.) iſt die Skizze von einem ſtehenden Cylindergebläſe mit Zahnradvorgelege und liegendem Dampfcylinder *M*. Die Kolbenſtange *PQ* der Dampfmaſchine ſetzt mittels der Kurbelſtange *QR* und der Kurbel *CR* die Welle *C* mit dem Schwungrade *SS* in Umdrehung, und

Digitized by Google

Dampfmaſchinengebläſe.

dieſe wieder mittels der Zahnräder A und BB die Welle D; letztere ertheilt endlich mittels des Kurbelmechanismus DFH dem Gebläſekolben K die erforderliche auf- und niedergehende Bewegung. Wenn man bei Anwendung

Fig. 875.



von zwei Dampf- und zwei Gebläſecylindern die Wellen C und D mit doppelten Krummzapfen verſieht, deren Warzen um einen Quadranten von einander abſtehen, ſo kann man auch das Schwungrad ganz abwerfen. Dieſe Einrichtung hat die von Flachat conſtruirte Luftpumpe der atmoſphäriſchen Eiſenbahn zu St. Germain bei Paris, deren Cylinder in Fig. 837 abgebildet iſt. S. Publication industrielle par Armengaud ainé, Tome VI.

Fig. 876 iſt die ideelle Daſtellung eines Cylindergebläſes mit Balancier und Schwungradregulirung.

Die Kolbenſtange ML der Dampfmaſchine iſt mittels eines Gelenkes mit Gegenlenker (ſ. §. 123) und die Kolbenſtange HK des Gebläſekolbens mittels eines Watt'ſchen Parallelogrammes an den um D drehbaren Balancier angeſchloſſen; es iſt daher mit dem Auf- und Niedergange des Dampfkolbens L ein Nieder- oder Aufgang des Gebläſekolbens K verbunden. Damit aber dieſe Bewegung möglichſt ſtetig und gleichmäßig erfolge iſt noch ein Schwungrad SS hinzugefügt, welches mittels der Kurbelſtange EF den Arm AD des Balancier ergreift.

Eine andere Gebläſemaſchine mit Balancier, jedoch ohne Schwungrad, iſt Fig. 877 ſkizzirt. Hier iſt ſowohl die Kolbenſtange LM der Dampfmaſchine C als auch die Kolbenſtange KH des Gebläſes G durch ein Watt'ſches Parallelogramm (ſ. §. 129) an den um D drehbaren Balancier

Digitized by Google

A B angeſchloſſen, und es ſind an denſelben noch drei andere Stangen *E*, *F* und *P* angehangen, wovon die erſtere zur Bewegung des Steuerungsmechanismus der Dampfmaſchine, die zweite zur Bewegung der Luft- und

Dampfmaſchinengebläſe.

Fig. 876.

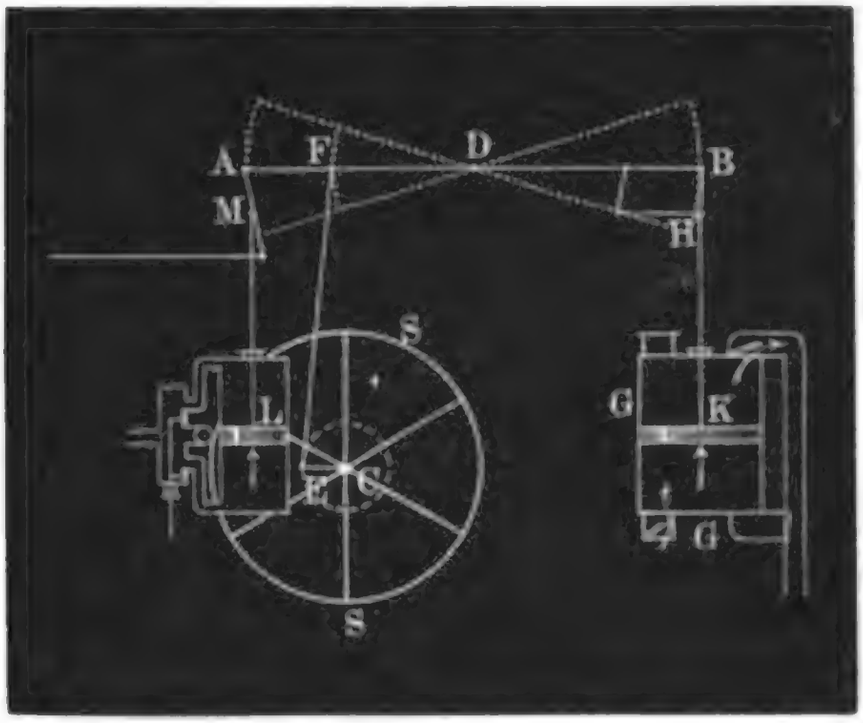
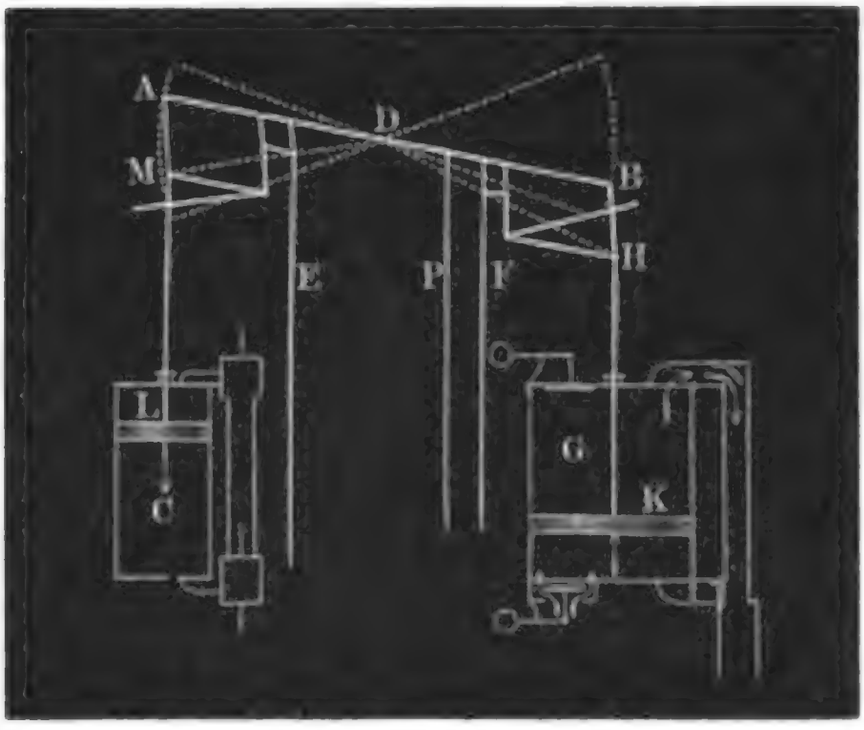


Fig. 877.



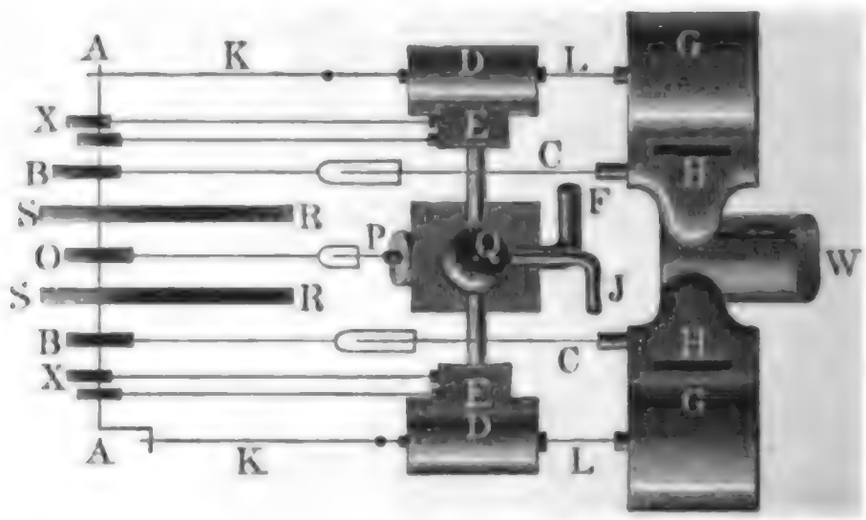
Warmwaſſerpumpe und die dritte zur Bewegung der Speiſepumpe dient. Ein ſolches Gebläſe von 100 Pferdekräften arbeitet auf der Laura-Eiſenhütte in Oberſchleſien. S. die in der Schlußanmerkung des 2. Bandes citirte Schrift von Nottebohm.

Endlich iſt noch in Fig. 878 (a. f. S.) die allgemeine Einrichtung und

Dampfmaschinengebläse.

Anordnung eines zweicylindrigen Schiebergebläses durch einen Grundriß dargestellt. Es sind hier D, D die beiden Dampf-, sowie G, G die Gebläsecylinder, ferner sind L, L die beiden Kolbenstangen, welche je einen

Fig. 878.



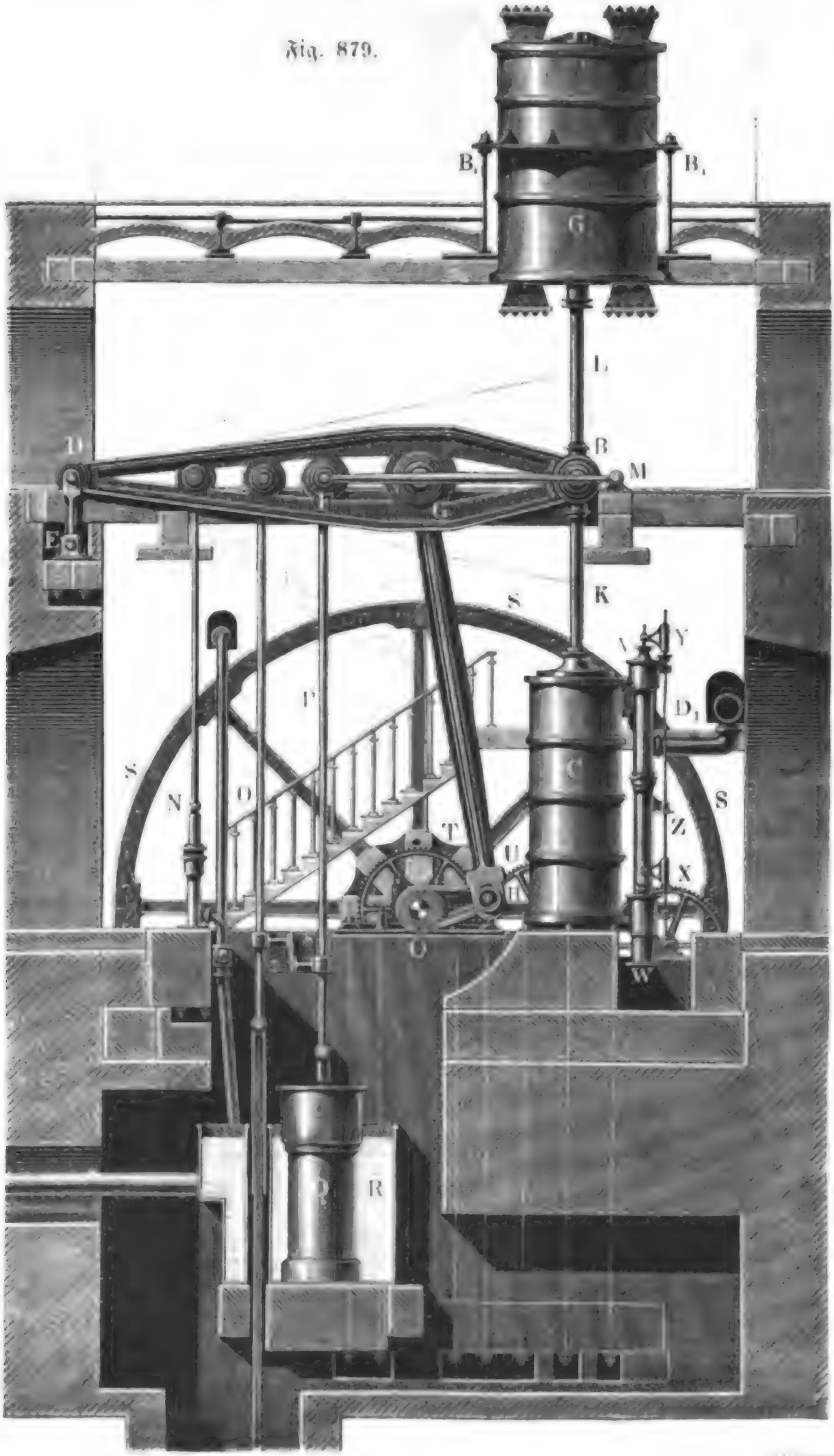
Dampf- und einen Gebläsekolben mit einander verbinden, K K die Kurbelstangen, wodurch die Welle A A an die Kolbenstangen angeschlossen wird, und B B die Excentriks, welche die Stangen BC, BC der Gebläseschieber in Bewegung setzen. Diese Schieber selbst bewegen sich in den Gehäusen H, welche oben und unten mit der äußeren Luft, auf der einen Seite mit den Gebläsecylindern G G und auf der anderen Seite mit der Windleitung W in Verbindung stehen. Die Dampfschieber werden durch die Excentriks X X, sowie die Luft- und Warmwasserpumpe P durch das Excentrik O bewegt. Die beiden Warzen der Krummzapfen A, A sind natürlich auf das Viertel gestellt, auch sind zur Ausgleichung der Kräfte noch zwei Schwungräder SR, SR auf die Welle A A aufgesetzt. Der Dampf tritt nach vollbrachter Wirkung durch die Röhren EQ, EQ aus den Dampfkammern E, E in den Condensator Q, welchem das Injectionswasser durch das Rohr J zugeführt wird, und aus welchem das warme Wasser durch das Rohr F abläuft. Der Gebläsecylinder sammt Schieberkammer u. s. w. ist oben in Fig. 845 abgebildet und in §. 408 beschrieben. Das ganze aus dem Etablissement von Cavé hervorgegangene Gebläse ist in Armengauds Publication industrielle, Band 12, abgebildet und beschrieben.

§. 432. Die specielle Anordnung und Einrichtung von einem direct wirkenden Dampfmaschinengebläse aus dem Cockerill'schen Etablissement zu Seraing (s. das Portefeuille de John Cockerill) ist aus den beiden Aufrissen in Fig. 879 und Fig. 880 (a. f. S.) zu ersehen. Es steht hier der Gebläsecylinder G über dem Dampfcylinder C und es ist mit der, beiden Maschinen gemeinschaftlichen Kolbenstange K L ein Hebel DB verbunden, welcher die Pumpen in Bewegung setzt, und mittels

Digitized by Google

Dampfmaschinengebläse.

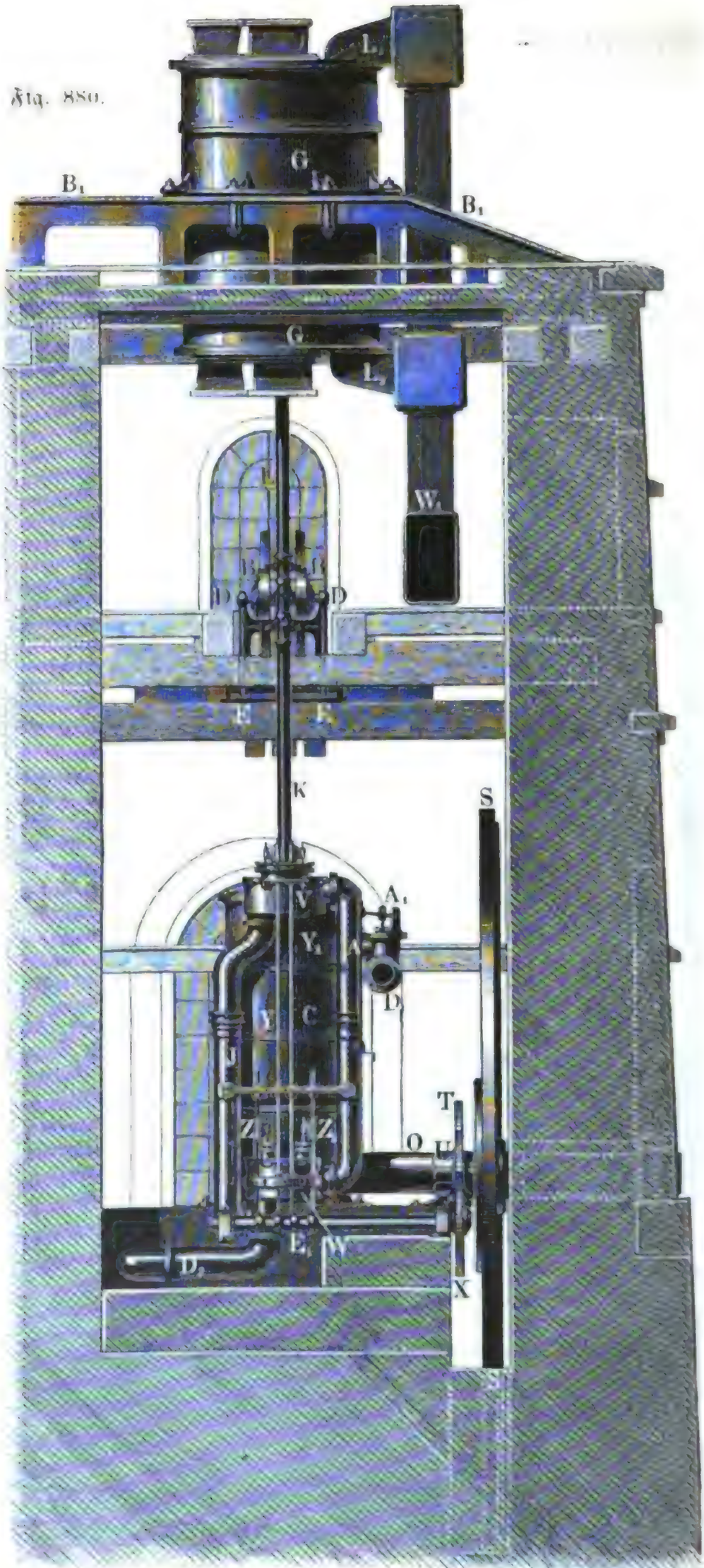
Fig. 879.



Digitized by Google

Dampfmaschinengebläse.

Fig. 880.



Digitized by Google

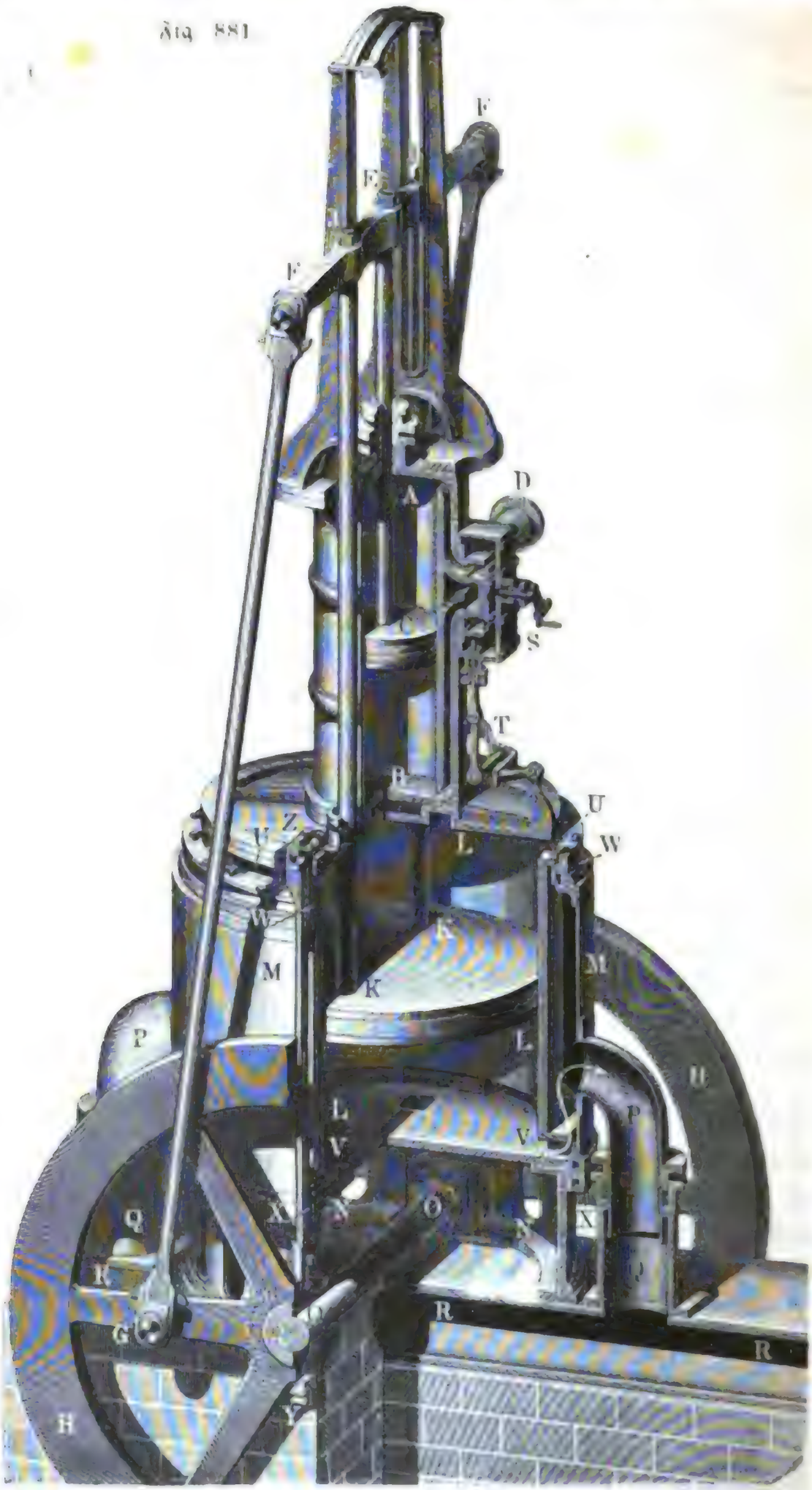
des Kurbelmechanismus GHO an ein um die Axe O drehbares Schwungrad SSS umdreht. Das eigentliche Gebläſe iſt ähnlich wie Fig. 836 darſtellt und ſich aus §. 406 erſehen läßt, eingerichtet. Damit ſich der an die Kolbenſtange KL angeſchloſſene Balancierkopf B nahe ſenkrecht auf- und niederbewegen könne, iſt er mit einem um M drehbaren Gegenlenker FM verſehen und von einem um E drehbaren Träger DE (ähnlich wie Fig. 272, §. 133) unterſtützt. Der Gebläſecylinder G ruht auf gußeiſernen Trägern B_1, B_1, und drückt den Wind durch die Hälſe L_1, L_2 in die Windleitung W_1. Der durch das Dampfrohr D_1 zugeführte Dampf tritt zunächſt in die mit beiden Ventilkammern V und W communicirende Röhre A, und ſtrömt dann durch das eine oder andere Admiſſionsventil in den Cylinder C; wogegen er nach vollbrachter Wirkung in die Röhre J gelangt und von da mittels der Röhre D_2 in den Condenſator geführt wird. Der (nicht abgebildete) Condenſator ſteht ſammt der Luft- und Warmwaſſerpumpe Q in dem Waſſerbaſſin R, welches mittels der an der Stange O angeſchloſſenen Pumpe mit kaltem Waſſer verſorgt wird. Von den beiden anderen Stangen N und P, welche vom Balancier BD auf- und niederbewegt werden, ſetzt die eine die Speiſe- und die andere die Luft- und Warmwaſſerpumpe in Bewegung. Die äußere Steuerung der Dampfmaſchine beſteht aus einer Welle, welche durch die Zahnräder T, U und X an die Schwungradwelle O angeſchloſſen iſt, und mittels vier Excentriks E_1 die Stangen Y, Y_1 und Z, Z_1 bewegt, wodurch ſowohl die beiden Ventile in der oberen als auch die in der unteren Dampfkammer in der erforderlichen Folge eröffnet und verſchloſſen werden. (Vergl. Band II, Fig. 658, §. 413, ſowie Fig. 694 und 695, §. 426.)

Dampfmaſchinengebläſe

Vom Herrn Fabrikdirector C. Schmidt in Breslau ſind in der neueſten Zeit mehrere ſtehende Schiebergebläſe conſtruirt worden, deren zum Theil eigenthümliche Einrichtung aus der monodimetriſchen Abbildung in Fig. 881 (a f. S.) zu erſehen iſt. Der Dampfcylinder AB ſteht hier unmittelbar auf dem Gebläſecylinder LL, und der letztere iſt, wie beim Schiebergebläſe von Slate (ſ. Fig. 846) oben und unten mit, den ganzen Umkreis einnehmenden Oeffnungen UU und VV verſehen. Der Gebläſeſchieber MM beſteht aus zwei gußeiſernen Ringſtücken und einem beide verbindenden Mantel aus Eiſenblech. Um das Gewicht deſſelben durch den Druck des eingeſchloſſenen Windes auszugleichen, hat der obere Ring WW eine größere Breite erhalten als der untere Ring XX. Jeder dieſer Ringe ſchließt noch einen Liderungskranz ein, welcher mittels Keile und Schrauben gegen die abgedrehten Ringflächen, nahe am Deckel und Boden des Gebläſecylinders angedrückt werden, ſo daß ein luftdichter Abſchluß entſteht. Der aus dem Gebläſe in den Schieberraum tretende Wind wird durch zwei mit dem Schiebermantel feſt verbundene Kropfröhren, welche ſich mittels Stopf-

Dampfmaschinengebäude

Fig. 881.



büchſen in den kurzen Anſatzröhren Q, Q der Windleitung RR verſchieben laſſen, in die letztere geleitet. Bei der abgebildeten Schieberſtellung ſaugt der niedergehende Gebläſekolben Luft durch die Mündungen $U\,U$ an, und drückt den Wind durch die Mündungen $V\,V$ in den Schieberraum u. ſ. w. Steht der Schieber oben und geht der Kolben aufwärts, ſo findet natürlich Einſaugen durch VV und Ausblaſen durch UU ſtatt. Die Kolbenſtange CE der Dampfmaſchine und die beiden Kolbenſtangen KJ, KJ des Gebläſes ſind durch einen langen Querarm mit einander verbunden, und an deſſen Enden ſind die Kurbelſtangen FG, FG angeſchloſſen, welche die Schwungräder H, H mit der ganzen Gebläſemaſchine in Verbindung ſetzen. Der Gebläſecylinder ruht auf dem cylindriſchen Fußgeſtelle NN, durch welches die Schwungradwelle hindurchgeführt iſt. Die Bewegung des Schiebers geſchieht durch zwei auf dieſer Welle ſitzende Excentriks wie Y und zwei Stangen wie YZ, welche das Haupt des Schiebers mittels Bolzen, wie Z ergreifen. Der in der Dampfkammer S eingeſchloſſene Dampfſchieber wird mittels eines Hebelmechanismus T u. ſ. w. an die Bolzen Z, Z des Gebläſeſchiebers angeſchloſſen und daher mit dieſem auf- und niederbewegt. Auf der Walterhütte zu Nikolai in Oberſchleſien (ſ. die Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure, Band 2) verſorgen zwei ſolche durch eine gemeinſchaftliche Schwungradwelle zuſammengekuppelte Gebläſe von je 5 Fuß Durchmeſſer und 4 Fuß Hub, bei 26 Umgängen, zwei Coaks-Eiſenhohöfen mit 5000 Cubikfuß Wind pr. Minute von $2^1/_2$ Pfund Ueberdruck, wobei die Dampfmaſchine mit fünffacher Expanſion arbeitet.

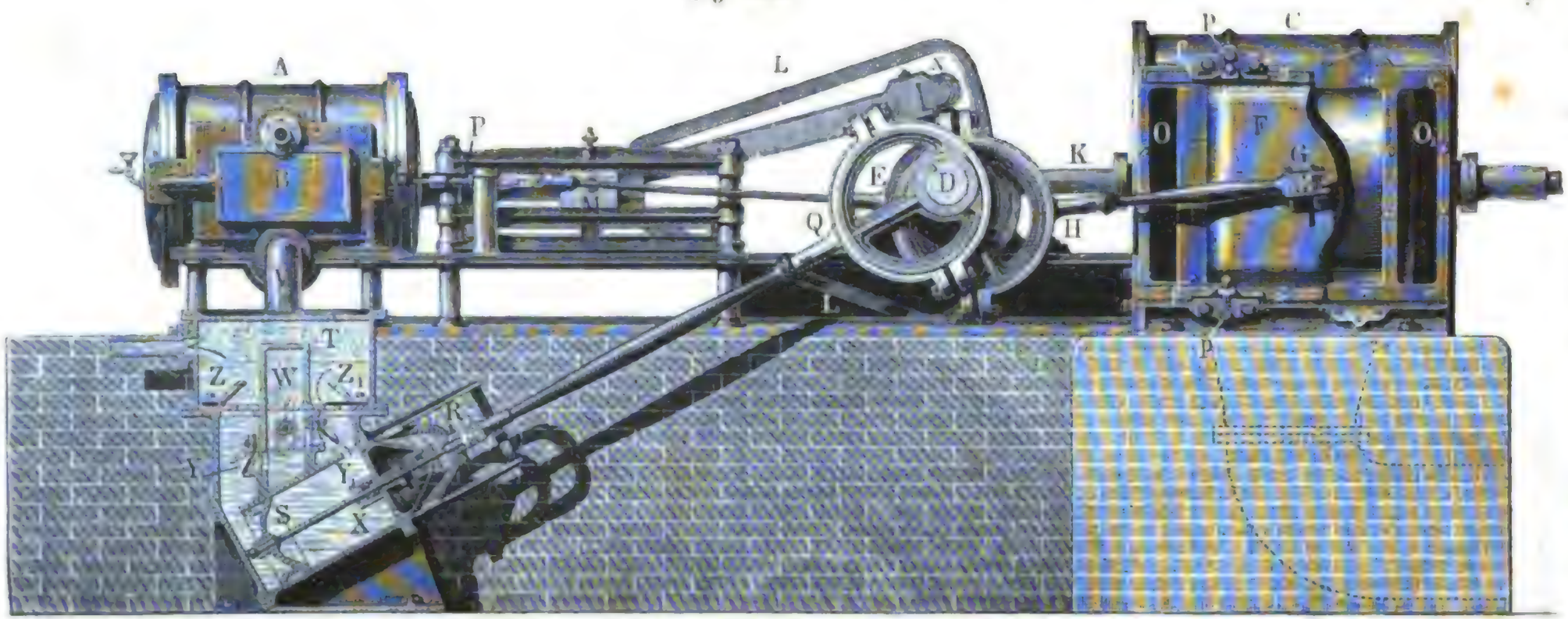
Dampfmaſchinengebläſe.

Aehnliche Gebläſe ſind auch in England für die East Indica Iron Company nach den Zeichnungen von E. A. Cowper, in der Maſchinenbauanſtalt von James Watt u. Comp. conſtruirt werden.

§. 433. Die ſpecielle Einrichtung eines liegenden Schiebergebläſes von M. M. Thomas und Laurens, deſſen Cylinder Fig. 844 im Querſchnitt darſtellt, iſt aus der Seitenanſicht in Fig. 882 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt A der Dampfcylinder, B die Dampfkammer, ſowie C der Gebläſecylinder und F der Gebläſeſchieber; ferner zeigt P die Kolbenſtange der Dampfmaſchine, ſowie K die des Gebläſes, und LML eine Gabel, welche beide Stangen mit einander verbindet und die Schwungradwelle umſchließt. Dieſe Welle iſt mittels der Kurbel DN und der Kurbelſtange MN an die Traverſe M angeſchloſſen, welche in einer horizontalen Leitung gleitet. Auf der Welle D ſitzen drei Excentriks E, H und Q, wovon das erſtere den Dampf- ſowie das zweite den Gebläſeſchieber und das dritte die Kolbenſtange QS der Luft- und Warmwaſſerpumpe X in Bewegung ſetzt. Die letztere iſt doppelt-wirkend und communicirt mit dem Condenſator W durch die beiden Saugventile V, V_1, ſowie mit dem Reſervoir T durch die Druck-

Digitized by Google

Fig. 882.



ventile Z, Z_1. Es iſt leicht einzuſehen, wie durch das Spiel des Kolbens S die Luft und das warme Waſſer aus dem Condenſator W geſaugt und in das Reſervoir T gedrückt wird. Noch ſieht man in U die Einmündung des Dampfrohres in die Dampfkammer und in V das Austragerohr, ferner in R die Leitung der Kolbenſtange der Luft- und Warmwaſſerpumpe. Endlich befinden ſich auch in f, f die Federn und in p, p die Preßſchrauben, wodurch der Gebläſeſchieber auf ſeine Auflagerungsfläche aufgedrückt wird (ſ. Fig. 844, §. 408). Die Weite des Gebläſecylinders C iſt 1,44 Meter, und die Länge deſſelben 1,50 Meter. (S. Armengaud's Publication industrielle, T. XII.)

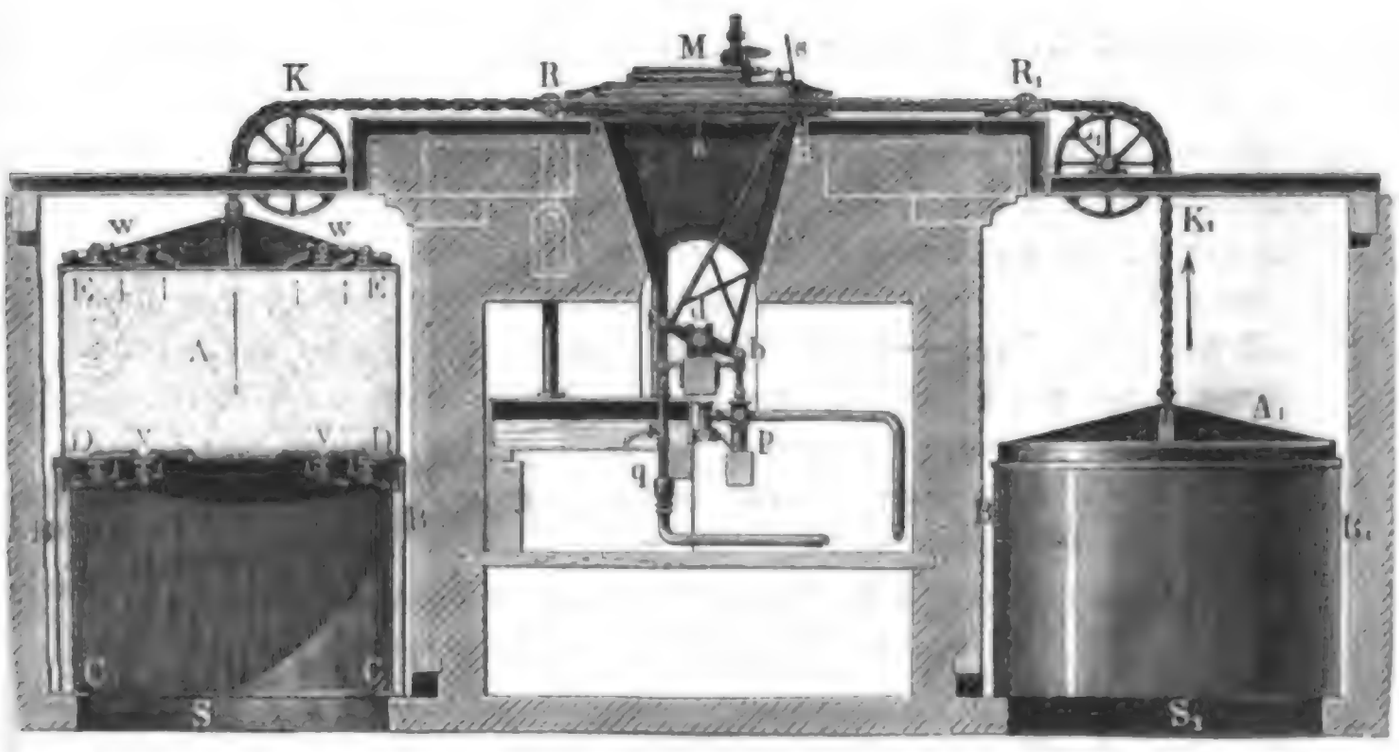
Die als **Wetterſauger** dienenden Kolbenmaſchinen werden in der Regel direct und ohne Anwendung eines Schwungrades

in Bewegung geſetzt; es iſt dies hier um ſo eher zuläſſig, da dieſe Maſchinen immer nur mit einer mäßigen Geſchwindigkeit von $1\frac{1}{2}$ bis 3 Fuß arbeiten. In der Regel beſtehen dieſe Wettermaſchinen aus zwei Cylindern mit zwei einfach-wirkenden Kolben, welche abwechſelnd auf- und niedergehen. Die Ventile zum Einſaugen der Wettern aus dem Schachte nehmen den Boden des Saugcylinders ein, wogegen die zum Ausblaſen auf dem beweglichen Kolben ſitzen. Da man es hier nur mit ſehr kleinen Preſſungsdifferenzen zu thun hat, ſo iſt es nöthig, dieſelben möglichſt leicht und in großer Anzahl herzuſtellen. Bei den beſtehenden Maſchinen auf den Kohlengruben in Belgien hat jede einzelne Maſchine 10 bis 16, in zwei concentriſchen Kreiſen herumſtehende trapezoidale Saug- und eben ſoviele Druckventile von Leder mit dünner Blechdecke. Da dieſe Ventile nicht vollkommen abſchließen, ſo erleiden dieſe Wetterſauger immer einen namhaften Windverluſt, der natürlich verhältnißmäßig um ſo größer ausfällt, je langſamer die Maſchine arbeitet. Daher iſt es auch zu erklären, daß dieſe Maſchinen bei ſehr kleinen Geſchwindigkeiten weniger Nutzleiſtung geben, als bei mittleren Geſchwindigkeiten von 2 bis 3 Fuß.

Wetterſauger mit Dampfkraft.

Ein vollſtändiger Wetterſauger dieſer Art mit Waſſerliderung, nach Art der Harzer Wetterſätze oder Glockengebläſe und mit liegendem Dampfcylinder, iſt in Fig. 883 abgebildet. Dieſe Maſchine iſt nach den Angaben des Herrn De Baux conſtruirt und arbeitet auf der Kohlengrube »Marihaye« zu Seraing bei Lüttich. Sie beſteht aus zwei cylindriſchen Blechglocken

Fig. 883.

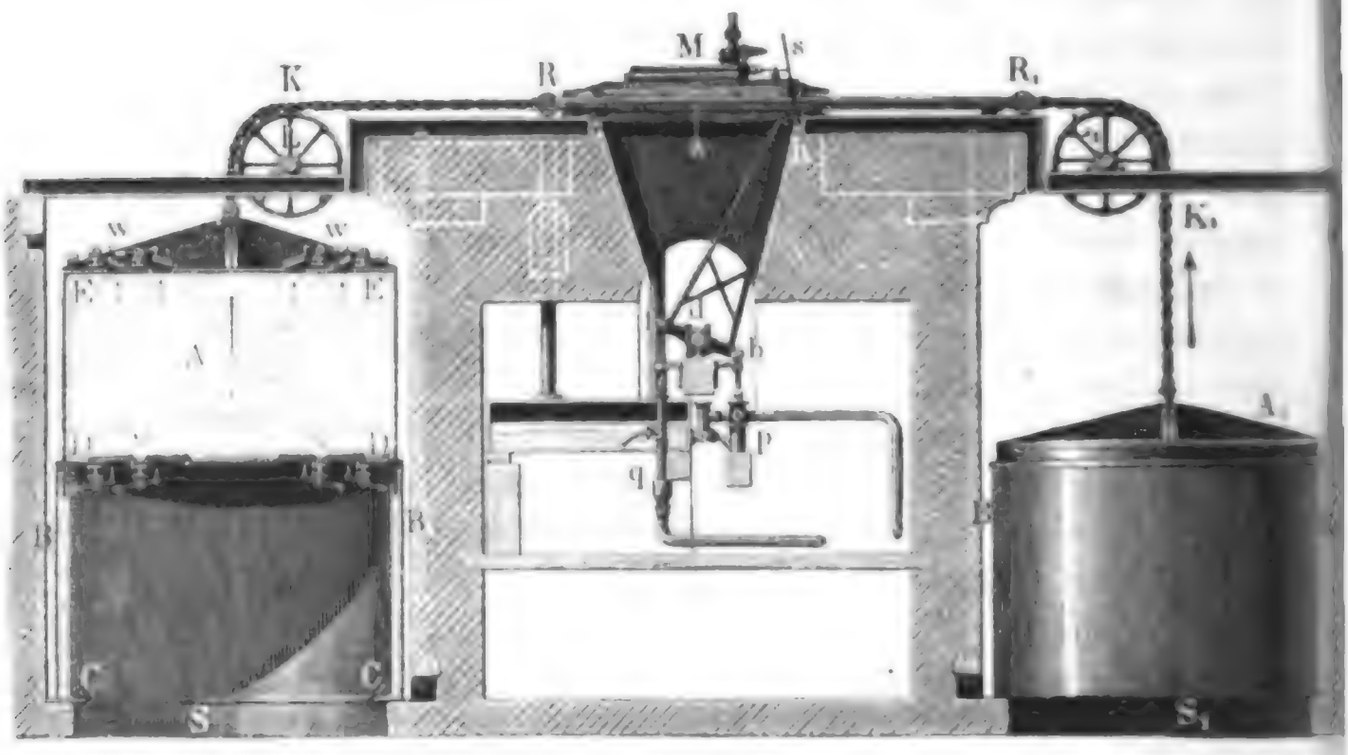


Digitized by Google

Wetterſauger mit Dampfkraft.

A, A_1 von 3,66 Meter Durchmeſſer und 2,60 Meter Höhe, deren Mäntel ſich in mit Waſſer angefüllten ringförmigen Räumen BC, BC bewegen, welche von je zwei Blechcylindern BB_1 und CC_1 umſchloſſen werden, wovon

Fig. 884.



der eine die Weite von 3,81 Meter und der andere die von 3,51 Meter hat. Die inneren Blechcylinder, wie z. B. CC, ſtehen über den Mündungen S, S_1 des Wetterſchachtes und ſind oben durch einen Deckel, wie DD verſchloſſen, in welchem ſich 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Saugventile v, v ... befinden. Ebenſo erhält der Kolben oder Deckel EE einer Glocke 16 durch Gegengewichte äquilibrirte Ausblaſeventile w, w.... Die beiden Glocken A und A_1 ſind mittels über die Leitrollen L, L_1 weggeführten Ketten K, K_1 an die mit Friktionsrädern R, R_1 ausgerüſteten Enden der Kolbenſtange der Dampfmaſchine M angeſchloſſen. An dieſer Kolbenſtange iſt ferner die Steuerſtange a befeſtigt, welche mittels zweier Bolzen und eines Hebels den Dampfſchieber s bewegt. Noch iſt an die Steuerſtange ein um d drehbarer Hebel dh befeſtigt, welcher mittels des Armes b die Speiſepumpe p und mittels des Armes f die Kaltwaſſerpumpe q in Bewegung ſetzt. Der Wirkungsgrad dieſer Maſchine wird, bei 9 Pferdekräfte Totalleiſtung und 0,65 Meter mittlerer Geſchwindigkeit, auf 0,5 bis 0,6 geſchätzt. S. Traité de l'exploitation des Mines de Houille, par Ponson, auch Recherches théoriq. et expérim. sur les Appareils destinés à l'aérage par Trasenster in den Annales des Travaux publics de Belgique, Tome III, auch Berg- und Hüttenmänniſche Zeitung, Ergänzungsheft, 1844.

Digitized by Google

§. 434. Die Kraftverluſte, welche die Zwiſchen- und Hülfsmaſchinen eines Gebläſes verurſachen, wie z. B. die Reibungen an der Kurbel, an den Stangenleitungen, Zahnrädern u. ſ. w., ſind nach den in der erſten Abtheilung dieſes Bandes enthaltenen Regeln zu berechnen, und es läßt ſich hiernach auch außer dem nach den in Band II. enthaltenen Anleitungen zu beſtimmenden Wirkungsgrade η_3 der Umtriebsmaſchine auch der Wirkungsgrad η_2 der Zwiſchenmaſchine ermitteln, und wenn man noch den Wirkungsgrad η_1 des eigentlichen Gebläſes oder der Arbeitsmaſchine beſtimmt, ſo iſt es endlich auch möglich, den Wirkungsgrad $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ der vollſtändigen Gebläſemaſchine anzugeben, und hiernach das letztere anzuordnen und zu berechnen. Umtriebskraft der Gebläſe.

Iſt die Umtriebsmaſchine ein Waſſerrad, Q_1 das Aufſchlagquantum pr. Secunde, h_1 das Gefälle und γ_1 die Dichtigkeit des Waſſers, ferner Q das auszublaſende Windquantum, gemeſſen unter dem äußeren Drucke und unter der äußeren Temperatur, h der Manometerſtand und γ die Manometerfüllung, ſo hat man dem Obigen zu Folge,

$$\eta Q_1 h_1 \gamma_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma,$$

und es läßt ſich hiernach das zur Erzeugung einer gegebenen Windmenge von gegebener Preſſung nöthige Aufſchlagquantum

$$Q_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

berechnen.

Uebrigens iſt $Q = \chi \frac{nFs}{60}$, und insbeſondere Q entweder

$$= \chi \frac{n_1 n_2}{60} Fs = \chi n_1 \frac{Fv}{2} \quad \text{oder} \quad = \chi \frac{n_1 n_2}{30} Fs = \chi n_1 Fv$$

zu ſetzen, jenachdem das Gebläſe aus n_1 einfach-wirkenden oder aus n_1 doppelt-wirkenden Gebläſekolben beſteht, wobei χ den Windcoefficienten (ſ. §. 418), F die Größe der Kolbenfläche, s den Kolbenhub, v die Kolbengeſchwindigkeit und n_2 die Anzahl der Spiele eines Gebläſekolbens pr. Minute bezeichnen. Aus der gegebenen Umdrehungszahl u des als Umtriebsmaſchine dienenden Waſſerrades läßt ſich nun noch das erforderliche Umſetzungsverhältniß des Vorgeleges

$$\psi = \frac{n_2}{u} = \frac{r_1}{r}$$

berechnen, wonach ſich nun auch die nöthigen Beſtimmungen in Betreff der Halbmeſſer r und r_1 ſowie der Zähnezahlen der Vorgelegsräder (ſ. §. 26 u. ſ. w.) machen laſſen. Die nöthigen Dimenſionen und Verhältniſſe des Waſſerrades ergeben ſich natürlich aus Q_1 und u (ſ. Band II, §. 153 u. ſ. w.)

Dient eine Dampfmaſchine zum Umtriebe eines Kolbengebläſes, ſo iſt die Anordnung und Berechnung der ganzen Gebläſemaſchine inſofern

Digitized by Google

Umtriebskraft der Gebläse.

noch einfacher, als hier in der Regel eine directe Uebertragung der Dampfkraft auf das Gebläse statthat. Es ist hier der Wirkungsgrad der Dampfmaschine $\eta = \eta_1 \eta_2$, d. i. ein Product aus dem Wirkungsgrade η_2 der Dampfmaschine und aus dem Wirkungsgrade η_1 des Gebläses und daher bei Zugrundlegung der einfacheren Formel,

$$\eta \cdot Q_1 p_0 \left(1 + Ln\, \varepsilon - \frac{q_0}{p_1}\right) = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

zu setzen, wenn außer den oben angegebenen Bedeutungen der Buchstaben für das Gebläse, Q_1 das Dampfquantum der Dampfmaschine, p_0 die Dampfspannung im Dampfkessel, q_0 die Spannung im Condensator oder nach Befinden in der freien Luft, ε das Expansionsverhältniß und $p_1 = \frac{p}{\varepsilon}$, die berechnete Dampfspannung am Ende des Kolbenschubes bezeichnet.

Hiernach bestimmt sich die einer gegebenen Windmenge Q und Windpressung (h) entsprechende Dampfmenge:

$$Q_1 = \left(\frac{1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2}{1 + Ln\, \varepsilon - \frac{\varepsilon q}{p}}\right) \frac{Q h \gamma}{\eta p_0},$$

und es lassen sich nun hieraus nach den in Bd. II, §. 469 u. s. w. gegebenen Anleitungen die erforderlichen Verhältnisse, Dimensionen u. s. w. der Dampfmaschine berechnen. Natürlich sind bei den direct wirkenden Dampfmaschinengebläsen der Hub, die Anzahl der Kolbenspiele, Geschwindigkeit u. s. w. der Kraftmaschine dieselben wie bei der Arbeitsmaschine.

Beispiel. Ein Gebläse soll für einen Eisenhohofen ein Windquantum von pr. Minute 2000 Cubikfuß mit 4 Zoll Ueberdruck liefern, und zu seinem Umtriebe eine Wasserkraft von 25 Fuß Gefälle benutzen; wie groß ist die hierzu nöthige Aufschlagwassermenge? Setzt man den Wirkungsgrad der Arbeitsmaschine, $\eta_1 = 0{,}60$, den der Zwischenmaschine, $\eta_2 = 0{,}90$ und den des Wasserrades, $\eta_3 = 0{,}75$, also den Wirkungsgrad der ganzen Maschine

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0{,}60 \,.\, 0{,}90 \,.\, 0{,}75 = 0{,}405,$$

und nimmt man den kleinsten Barometerstand des Ortes, $h = 27$ Zoll an, so erhält man die gesuchte Aufschlagwassermenge

$$Q_1 = \left[1 - 0{,}3521 \frac{h}{b} + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] \frac{Q h \gamma}{\eta h_1 \gamma_1}$$

$$= [1 - 0{,}3521 \,.\, {}^1/_{27} + 0{,}2000 \,({}^1/_{27})^2] \frac{2000 \,.\, {}^1/_4 \,.\, 13{,}6}{0{,}405 \,.\, 25 \,.\, 60}$$

$$= (1 - 0{,}0478) \frac{27200}{1822{,}5} = 0{,}9522 \cdot \frac{10880}{729} = 14{,}21 \text{ Cubikfuß}.$$

Läßt man das Gebläse aus zwei doppelt-wirkenden Kolben bestehen und dieselben mit der mittleren Geschwindigkeit $v = 3$ Fuß arbeiten, so hat man bei Annahme des Windcoefficienten $\chi = 0{,}65$, den erforderlichen Kolbenquerschnitt

Digitized by Google

$$F = \frac{Q}{\chi n_1 v} = \frac{2000}{0{,}65 \,.\, 2 \,.\, 3 \,.\, 60} = \frac{2000}{234} = 8{,}548 \text{ Quadratfuß}$$
$$= 1231 \text{ Quadratzoll},$$

Umtriebskraft der Gebläſe.

und hiernach den Kolbendurchmeſſer

$$d = 39{,}6 \text{ Zoll},$$

wofür 40 Zoll anzunehmen iſt.

Geben wir jedem Kolben den Hub von 48 Zoll = 4 Fuß, ſo erhalten wir noch die Anzahl der Kolbenſpiele oder der Umdrehungen der Kurbelwelle pr. Minute:

$$n_2 = \frac{30\,v}{5} = \frac{30 \,.\, 3}{4} = {}^{45}/_{2} = 22{}^{1}/_{2},$$

und macht dagegen das Waſſerrad pr. Minute ſechs Umdrehungen, ſo iſt folglich ein Zahnradvorgelege mit dem Umſetzungsverhältniſſe

$$\psi = \frac{22{}^{1}/_{2}}{6} = {}^{45}/_{12} = {}^{15}/_{4}$$

nöthig, alſo auf die Waſſerradwelle ein Zahnrad zu ſetzen, welches $^{15}/_{4}$mal ſo viel Zähne hat als das auf der Kurbelwelle ſitzende Zahnrad. Wäre z. B. die Anzahl der Zähne des letzteren = 24, ſo müßte die des erſteren = 90 ſein.

§. 435. Ein wichtiger Gegenſtand bei Conſtruction direct wirkender Dampfmaſchinen, und zwar nicht allein ſolcher, welche zur Erzeugung von Wind, als auch ſolcher, welche zum Waſſerheben dienen, iſt noch die Beſtimmung der Größe des zur Ausgleichung der variablen Kraft nöthigen Schwungrades. Die Veränderlichkeit der bewegenden Kraft dieſer Maſchinen hat vorzüglich in der Expanſion des Dampfes nach Abſperrung des Dampfzufluſſes, und nächſtdem bei Gebläſen, in der Compreſſion der eingeſaugten Luft am Anfange eines jeden Kolbenſchubes ihren Grund; unter übrigens gleichen Umſtänden und Verhältniſſen erfordert eine ſolche Maſchine zur Erzeugung eines gewiſſen Gleichförmigkeitsgrades im Gange eine kleinere Schwungradmaſſe, als ſolche Maſchinen, wo mittels des Krummzapfenmechanismus eine Umſetzung der geradlinig abſetzenden Bewegung in kreisförmige, oder das Umgekehrte ſtatthat.

Schwungrad direct wirkender Dampfmaſchinengebläſe.

Auf dem in §. 117 betretenen Wege, können wir die Beſtimmung der erforderlichen Schwungradmaſſe wie folgt vornehmen. Während der Kolben einen willkürlichen Weg x zurücklegt, dreht ſich die Kurbelwarze um den Winkel β und geht aus der Geſchwindigkeit c in eine Geſchwindigkeit v über; bezeichnet ferner ε das Expanſionsverhältniß der Dampfmaſchine, s_1 den Weg des Dampfkolbens vor der Expanſion und P_1 die Dampfkraft vor dem Eintritte der Expanſion, ſowie M die auf den Warzenkreis reducirte Umdrehungsmaſſe und M_1 die geſammte Kolben- und Kolbenſtangenmaſſe, ſo iſt die von der Dampfkraft verrichtete Arbeit

$$P_1 s_1 \left(1 + Ln \frac{(1 - cos.\,\beta)\,\varepsilon}{2}\right),$$

Digitized by Google

Schwungrad direct wirkender Dampfmaſchinengebläſe.

und die gleichzeitig von den trägen Maſſen in Anſpruch genommene Arbeit

$$\frac{M(v^2 - c^2)}{2} + \frac{M_1 v^2}{2} \sin.\beta^2.$$

Bezeichnet man noch die Kraft zur Bewegung des Gebläſekolbens nach vollbrachter Compreſſion $Fh\gamma$ durch P, die Kurbelarmlänge $\frac{s}{2}$ durch r und den Weg $\frac{h}{\varkappa b} s$ des Gebläſekolbens während der Compreſſion durch s_0, ſo kann man die Arbeit des Gebläſes

$$P\left(r(1 - \cos.\beta) - \frac{s_0}{2}\right)$$

und daher endlich

$$P_1 s_1 \left(1 + Ln(1 - \cos.\beta)\frac{\varepsilon}{2}\right) - P[r(1 - \cos\beta) - {}^1/_2 s_0]$$
$$= \frac{M(v^2 - c^2)}{2} + \frac{M_1 v^2}{2} \sin.\beta^2$$

ſetzen, ſo daß nun

$$v^2 = \frac{Mc^2 + 2\left[P_1 s_1 \left(1 + Ln(1 - \cos.\beta)\frac{\varepsilon}{2}\right) - P[r(1 - \cos.\beta) - {}^1/_2 s_0]\right]}{M + M_1 \sin.\beta^2}$$

folgt.

Jedenfalls muß M ſo groß ſein, daß v nur wenig von c verſchieden iſt, und daher ſich annähernd

$$v = c\left(1 + \frac{P_1 s_1 \left(1 + Ln(1 - \cos.\beta)\frac{\varepsilon}{2}\right) - P[r(1 - \cos.\beta) - {}^1/_2 s_0]}{Mc^2} - \frac{M_1}{2M} \sin.\beta\right)$$

ſetzen läßt.

Dieſer Ausdruck iſt ein Maximum oder Minimum für

$$\frac{P_1 s_1 \sin.\beta}{1 - \cos.\beta} - Pr \sin.\beta = M_1 c^2 \sin.\beta \cos.\beta,$$

d. i. für

$$\frac{P_1 s_1}{1 - \cos.\beta} - Pr = M_1 c^2 \cos.\beta,$$

oder, gehörig umgekehrt, für

$$M_1 c^2 \cos.\beta^2 + (Pr - M_1 c^2)\cos.\beta = Pr - P_1 s_1,$$

ſo daß ſich nun für den geſuchten Umdrehungswinkel β die Formeln

1) $\sin.\beta = 0$

und

Digitized by Google

2) $$cos.\beta = -\frac{Pr - M_1 c^2}{2 M_1 c^2} \pm \sqrt{\frac{Pr - P_1 s_1}{M_1 c^2} + \left(\frac{Pr - M_1 c^2}{2 M_1 c^2}\right)^2}$$

Schwungrad direct wirkender Dampfmaschinengebläse.

ergeben.

Von den hierdurch bestimmten Winkelwerthen giebt der kleinere das Maximum v_1 und der größere das Minimum v_2 von v. Setzt man nun die so gefundenen Werthe von v_1 und v_2 in die bekannte Formel $v_1 - v_2 = \delta c$ und führt man für δ den verlangten Ungleichförmigkeitsgrad (s. §. 112) ein, so erhält man dadurch die Gleichung zur Bestimmung der erforderlichen Schwungradmasse M. Natürlich ist für $\beta = 180^0$, die Geschwindigkeit v wieder $= c$, daher

$$P_1 s_1 \ (1 + Ln\,\varepsilon) = P(2r - {}^1/_2 s_0)$$

und

$$\frac{P_1}{P} = \frac{2r - {}^1/_2 s_0}{(1 + Ln\,\varepsilon) s_1} = \frac{\varepsilon}{1 + Ln\,\varepsilon} \cdot \frac{s - {}^1/_2 s_0}{s}.$$

Beispiel. Wenn ein direct wirkendes Dampfmaschinengebläse Wind von $\frac{h}{b} = {}^1/_5$ Atmosphäre Ueberdruck liefert und mit dreifacher Dampfexpansion arbeitet, so ist der Hub beim Eintritte des Ausblasens, $s_0 = 0{,}7042 \frac{h}{b} s = 0{,}1408\, s$, sowie der beim Eintritte der Dampfexpansion, $s_1 = \frac{s}{\varepsilon} = {}^1/_3 s$, und daher das Kraftverhältniß:

$$\frac{P_1}{P} = \frac{\varepsilon}{1 + Ln\,\varepsilon}\left(1 - \frac{s_0}{2s}\right) = \frac{3}{1 + Ln\,3}(1 - 0{,}0704) = \frac{3 \,.\, 0{,}9296}{2{,}0986} = 1{,}3289.$$

Auch folgt nun $P_1 s_1 = 1{,}3289 \,.\, {}^2/_3 Pr = 0{,}8859\, Pr$.

Wäre ferner $M_1 c^2 = 0{,}2\, Pr$, so hätte man

$$\frac{Pr - M_1 c^2}{2 M_1 c^2} = \frac{1 - 0{,}2}{0{,}4} = 2 \quad \text{und} \quad \frac{Pr - P_1 s_1}{M_1 c^2} = \frac{1 - 0{,}8859}{0{,}2} = 0{,}5705,$$

so daß nun für die eminenten Geschwindigkeitswerthe folgt:

$$cos.\,\beta = -2 \pm \sqrt{4 + 0{,}5704} = -2 \pm \sqrt{4{,}5704} = -2 \pm 2{,}13786,$$

d. i. entweder $= 0{,}13786$

oder $= -4{,}13786.$

Der erstere Werth giebt den der Maximalgeschwindigkeit entsprechenden Winkel

$$\beta_1 = 82^0\, 5{}^1/_2'.$$

Da der zweite Werth die Zahl -1 überschreitet, so ist für denselben gar kein Winkel möglich, und daher das Minimum der Geschwindigkeit v durch $sin.\,\beta = 0$ oder $\beta = 180$ Grad bestimmt.

Für $\beta = 82^0\, 5{}^1/_2'$ ist

$$(1 - cos.\,\beta)\frac{\varepsilon}{2} = 0{,}86214 \,.\, {}^3/_2 = 1{,}29321,$$

daher

$$1 + Ln\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2} = 1{,}25696,$$

und

$$P_1 s_1 \left(1 + Ln\,(1 - cos.\,\beta)\,\frac{\varepsilon}{2}\right) = 0{,}8859 \,.\, 1{,}25696\, Pr = 1{,}1136\, Pr;$$

Digitized by Google

Schwungrad direct wirkender Dampfmaſchinengebläſe.

ferner folgt

$$P[r(1 - cos.\beta) - \tfrac{1}{2} s_0] = Pr(0{,}8621 - 0{,}1408) = 0{,}7213\, Pr,$$

und

$$\tfrac{1}{2} sin.\beta^2 = 0{,}4905,$$

daher ergiebt ſich die Maximalgeſchwindigkeit

$$v_1 = c\left(1 + (1{,}1136 - 0{,}7213)\frac{Pr}{Mc^2} - 0{,}4905\frac{M_1}{M}\right),$$

und da nun noch die Minimalgeſchwindigkeit $v_2 = c$ iſt, ſo folgt

$$\delta = \frac{v_1 - v_2}{c} = \frac{v_1}{c} - 1 = 0{,}3923\frac{Pr}{Mc^2} - 0{,}4905\frac{M_1}{M},$$

und die geſuchte Schwungradmaſſe

$$M = \left(0{,}3923 \cdot \frac{Pr}{c^2} - 0{,}4905\, M_1\right) : \delta.$$

Wäre das Kraftmoment $Pr = 10000$ Fußpfund, das Gewicht der Kolben ſammt Kolbenſtange $M_1 g = 2500$, alſo

$$M_1 = \frac{2500}{31{,}25} = 80 \text{ Pfund},$$

und die mittlere Umdrehungsgeſchwindigkeit der Kurbelwarze $c = 6$ Fuß, ſo würde die erforderliche Schwungradmaſſe

$$M = \left(0{,}9323 \cdot \frac{10000}{36} - 0{,}4905 \cdot 80\right) : \delta = (108{,}9 - 39{,}2) : \delta = \frac{69{,}7}{\delta}$$

ſein müſſen. Fordert man den Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = \frac{1}{30}$, ſo folgt nun

$$M = 69{,}7 \cdot 30 = 2091 \text{ Pfund}.$$

Soll das Schwungrad mit $c_1 = 3c = 18$ Fuß Geſchwindigkeit umlaufen, ſo iſt daher das erforderliche Gewicht deſſelben:

$$G = Mg\left(\frac{c}{c_1}\right)^2 = \frac{2091 \cdot 31{,}25}{9} = 7261 \text{ Pfund}.$$

Rotirende Kolbengebläſe.

§. 436. In der neueren Zeit ſind auch Gebläſe mit oſcillirenden Cylindern, ähnlich wie die oſcillirenden Dampfmaſchinen (ſ. Band II, §. 437), conſtruirt worden, namentlich von dem Ingenieur Jolly, ſowie von dem Ingenieur Robert (ſ. Armengaud's Publication industrielle, Vol. XII). Bereits mehr in Aufnahme ſind aber die rotirenden Kolbengebläſe, welche, ähnlich wie die Rotationspumpen (ſ. §. 344), mit rotirenden Kolben ausgerüſtet ſind; namentlich werden ſolche Maſchinen vorzüglich zu Wetterſaugern verwendet. Jedenfalls laſſen ſich dieſe Luftmaſchinen nur dann mit Vortheil anwenden, wo es nur darauf ankommt, kleine Preſſungen zu erzeugen.

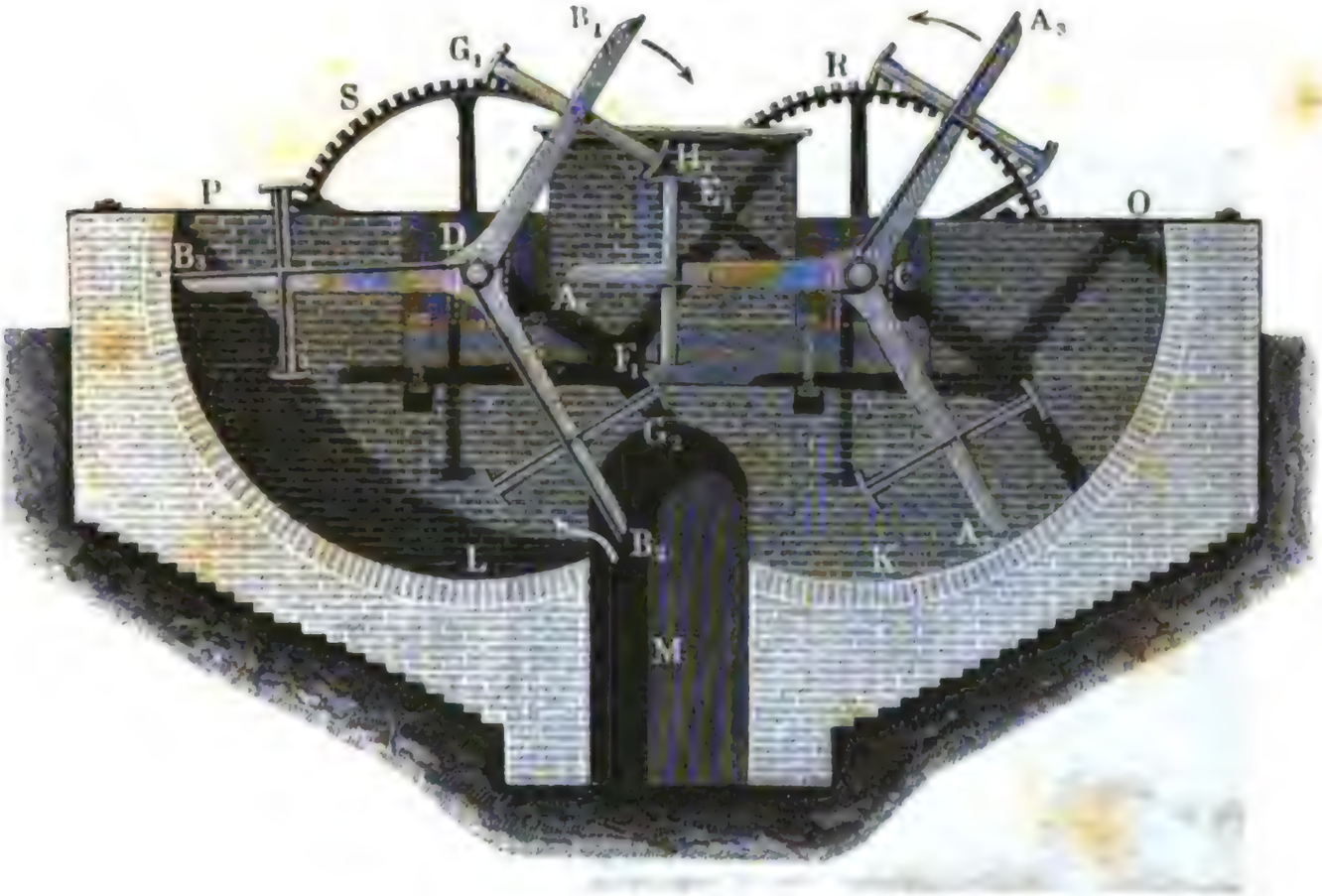
Vor Allem gehört hierher der Ventilator oder das Wetterrad (roue pneumatique) von M. Fabry. Dieſe Wettermaſchine beſteht aus zwei Wellen C und D, Fig. 885, mit je drei Paar Hauptarmen CA_1, CA_2, CA_3 und DB_1, DB_2, DB_3, welche große Schaufeln tragen und mit Querarmen wie E_1F_1, G_1H_1... verſehen ſind, deren epicycloidale Enden, z. B. E_1 und H_1, ſowie F_1 und G_2, wie die Zähne zweier Zahnräder in einander greifen. Dieſe Räder hängen in zwei Trögen K und L,

Digitized by Google

welchen mittels des Canales *M* die von der Maschine fortzuschaffende Luft zugeführt wird, und außerhalb dieser Tröge sind diese Räder durch zwei gleiche Zahnräder *R* und *S* so mit einander in Verbindung gesetzt, daß

Rotirende Kolbengebläse.

Fig. 885.



beide Räder in entgegengesetzten Richtungen gleich schnell umlaufen, wenn das eine dieser Räder durch eine äußere Kraft, z. B. durch die einer Dampfmaschine, bewegt wird.

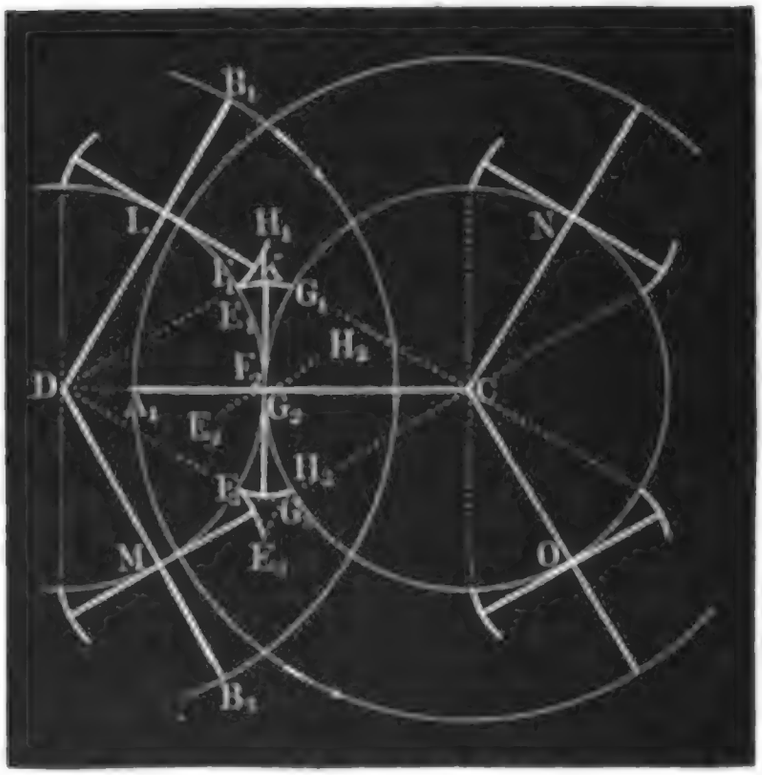
Die Tröge *K* und *L* bestehen aus Mauerwerk mit einer Cementbekleidung. Letztere wird erst dann auf das erstere aufgetragen, wenn die Räder bereits hängen, damit man sich eines genauen Abschlusses versichern kann. Die auf je zwei Hauptarmen sitzenden Schaufeln sind entweder aus Eisenblech oder bestehen in Brettern, und nehmen natürlich fast die ganze Weite von 2 Meter des ganzen Troges oder Mantels ein. Um auch in dem Raume DE_1F_1 zwischen beiden Rädern möglichst dichten Abschluß zu erhalten, ist es noch nöthig, die Querarme mit Blech- oder Holzschaufeln zu bekleiden, welche, wie die epicycloidalen Schaufeln an den Enden dieser Arme, ebenfalls von einer Seitenwand des Troges bis zur anderen reichen müssen. Während bei Umdrehung der Maschine die Schaufeln an den Hauptarmen Luft aus *M* mit sich fortführen und dieselbe an den äußeren Umfängen, bei *O* und *P*, wieder absetzen, wird auch in dem Raume DE_1G_2 zwischen den sich berührenden Querarmen u. s. w. eine gewisse Menge Luft wieder von

Rotirende Kolbengebläſe.

außen zurück in den Raum M geführt; es beſteht daher das effective Förderquantum aus der Differenz zweier im Folgenden zu ermittelnden Luftmengen.

Um die Formen der Zähne zu finden, womit ſich die beiden Räder im Inneren des Troges berühren und einen luftdichten Abſchluß hervorbringen, denkt man ſich mit der halben Centraldiſtanz CD aus C und D, Fig. 886, die Theilkreiſe LM und NO beſchrieben, auf denſelben, vom Berührungspunkte F_2 oder G_2 aus, die Bogen $F_2F_1 = F_2F_3$ und $G_2G_1 = G_2G_3$ von je 30 Grad abgeſchnitten, und beſchreibt die Bogen E_1G_1 und F_3G_3 durch Wälzen des Kreiſes LM auf NO (ſ. §. 60). Dieſe Bogen bilden die Begrenzung des Querarmes von der Schaufel CA_1, und wenn man auf gleiche Weiſe den Kreis NO auf ML wälzt, ſo erhält man die Bogen, wie z. B. F_1H_1, F_2H_2, welche die Begrenzung der Querarme von den Schaufeln DB_1 und DB_2 des zweiten Rades beſtimmen. Während ſich die Welle D mit ihren Armen DB_1, DB_2 von links nach rechts und die Welle C mit den ihrigen, wie z. B. CA_1, von rechts nach links dreht, gleitet der Endpunkt F_1 des Bogens F_1H_1 auf dem Bogen E_1H_1 hin, ſo daß F_1 und G_1 gleichzeitig (als F_2 und G_2) in der Centrallinie CD ankommen; bei fortgeſetzter Drehung gleitet dagegen der Endpunkt G_2 des Bogens $E_2G_2 = E_1G_1$ auf dem Bogen F_2H_2 hin, bis beide Bogen in die Stellung E_3G_3 und F_3H_3 kommen. Von da an verwechſeln die Arme CA_1 und DB_1 u. ſ. w. der Wellen C und D ihre Stellungen und es beginnt nun oben ein neuer Eingriff, wogegen der Eingriff unten (bei G_3, H_3) aufhört, wie aus Fig. 887 zu erſehen iſt, wo E_4G_4. F_4H_4 die Curven darſtellt, deren Eingriff in einander beginnt, und E_1G_1, F_1H_1 diejenigen, deren Eingriff zu Ende geht.

Fig. 886.



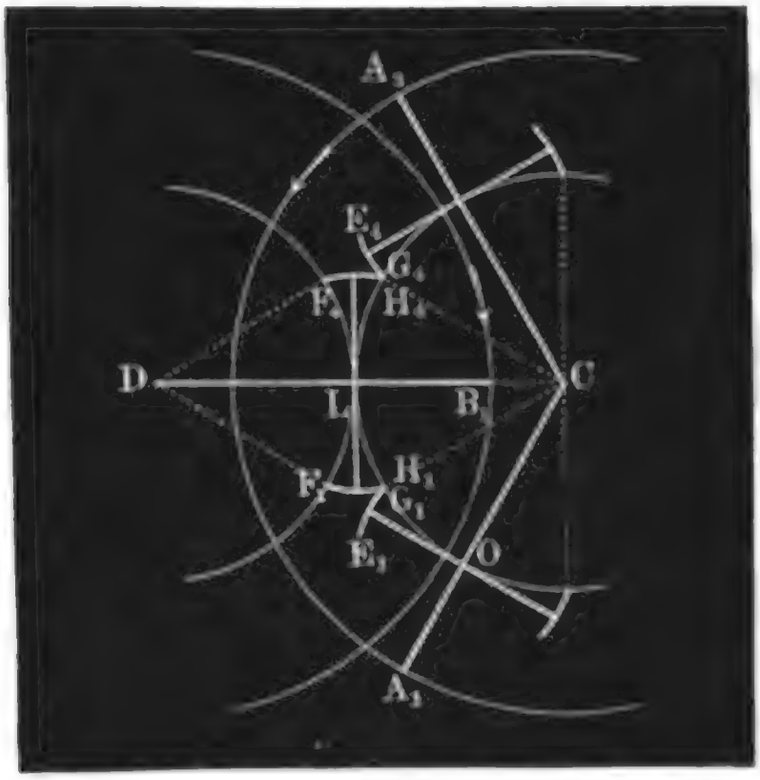
Das Wetterquantum, welches eine Schaufel, wie DB_2, Fig. 886, aus M mit ſich fortnimmt und oben in der freien Luft abſetzt, iſt gleich dem Sector $B_2DB_3 = B_1DB_2$, zwiſchen je zwei Schaufeln; und dagegen das Luftquantum, welches durch eine Schaufel, wie z. B. DB_1, von außen

by Google

nach M geſchafft wird, gleich dem Raume $DLF_1F_2F_3MD$, Fig. 886, welcher von den Querarmen LF_1, $F_1F_2F_3$, MF_3 und den Stücken DL und DM der Hauptarme begrenzt wird; ſubtrahirt man daher den letzten Raum vom erſteren, ſo erhält man das von jeder Schaufel pr. Umdrehung wirklich geförderte Luft- oder Wetterquantum. Der abzuziehende Raum iſt auch gleich dem Sector DLF_2M + vier kleine Segmente über dem Bogen LF_2M = Sector LF_2M + Segment $F_1F_2G_1$ + Segment $F_3F_2G_3$, und daher das Förderquantum einer Schaufel:

Rotirende Kolbengebläſe.

Fig. 887.



$$V = \text{Sector } B_1DB_2 - \text{Sector } LDM - (\text{Segment } F_1F_2G_1 + \text{Segment } F_3F_2G_3)$$

$$= \text{Ringſtück } LB_1B_2M \text{ minus zwei Mal Segment } F_1F_2G_1.$$

Bezeichnet e die Radweite, r_1 den ganzen Schaufelhalbmeſſer $DB_1 = DB_2$, r_2 den Abſtand $DL = DM$ eines Querarmes von der Drehungsaxe D, und β^0 den halben Centriwinkel $B_1DC = CDB_2$ zwiſchen je zwei Schaufeln, ſo hat man den Inhalt des ringförmigen Raumes $B_1LF_2MB_2$:

$$V_1 = \beta\,(r_1^2 - r_2^2)\,e,$$

und den Inhalt eines der abzuziehenden zwei kleinen Segmente, wie z. B. des Segmentes $F_1F_2G_1$, welches von den Kreisbogen F_1F_2, G_1F_2 und von den Epicycloidenbogen F_1KG_1 umſchloſſen wird, den Regeln der höheren Geometrie zufolge,

$$V_2 = 8\left(\frac{\beta}{2} - 2\,sin.\,{}^1/_4\,\beta\right)r_2^2\,e;$$

daher folgt nun das Förderquantum einer Schaufel:

$$V = V_1 - 2\,V_2 = \left[\beta\,(r_1^2 - r_2^2) - 16\left(\frac{\beta}{2} - 2\,sin.\,{}^1/_4\,\beta\right)r_2^2\right]e.$$

Das ganze Förderquantum der Maſchine pr. Umdrehung iſt $2.3\,V = 6V$; und wenn nun jede der beiden Wellen pr. Minute u Umdrehungen macht, ſo beträgt das theoretiſche Förderquantum pr. Secunde:

Digitized by Google

Rotirende Kolbengebläſe.

$$Q = \frac{u}{60} \cdot 6V = \frac{uV}{10}.$$

Führt man $\beta = \frac{\pi}{3}$ ein, ſo erhält man

$$V = \left(\frac{\pi}{3} r_1^2 - (^9/_3 \pi - 32 \sin. 15^0) r_2^2\right). e$$

$$= [\pi r_1^2 - (9\pi - 24{,}8466) r_2^2] \frac{e}{3} = (\pi r_1^2 - 3{,}4277\, r_2^2) \frac{e}{3}$$

und daher die ganze abgeführte Wettermenge pr. Minute:

$$Q = (\pi r_1^2 - 3{,}4277\, r_2^2) \frac{ue}{30}.$$

In Folge des Spielraumes zwiſchen den Schaufeln und den Wänden des Troges u. ſ. w. iſt das effective Wetterquantum nur 0,7 der durch dieſe Formel theoretiſch beſtimmten Luftmenge. Bei gewöhnlich angewendeten Fabry'ſchen Wetterrädern iſt $e = 2$ Meter, $r_1 = 1{,}7$ und $r_2 = 1$ Meter, ferner die Umdrehung pr. Minute, $u = 36$ bis 40, die Differenz zwiſchen der Preſſung der äußeren Luft und der in der Einmündung $h = 4$ bis 5 Centimeter Waſſerſäule, und der Wirkungsgrad, bei circa 15 Pferdekräften theoretiſches Arbeitsvermögen der zur Umtriebsmaſchine dienenden Dampfmaſchine, $\eta = 0{,}51$.

In neuerer Zeit hat man auch Fabry'ſche Ventilatoren conſtruirt, bei welchen jedes Rad nur mit zwei Flügeln ausgerüſtet und der Trog zu beiden Seiten bis über die Wellenmitteln heraufgeführt iſt.

Näheres über dieſe Wettermaſchinen wird mitgetheilt im zweiten Bande von Ponsons Traité de l'exploitation des Mines de Houille, ferner von dem Ingenieur Jochams in den Annales des travaux publics de Belgique, Tome XI und Tome XV.

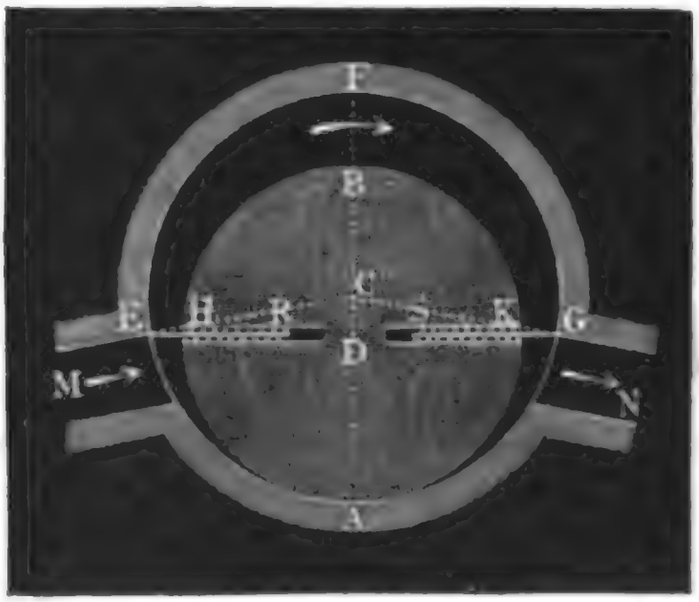
§. 437. Die allgemeine Einrichtung und Wirkungsweiſe einer Rotationspumpe, welche auch zur Bewegung der Luft angewendet worden iſt, läßt ſich aus der ideellen Darſtellung in Fig. 888 erſehen. Es iſt $AEFG$ ein feſtſtehendes cylindriſches Gehäuſe mit zwei Zugängen M und N, wovon der eine zum Einſaugen und der andere zum Ausblaſen der Luft dient, ferner $AHBK$ eine in dieſem Gehäuſe eingeſchloſſene Trommel, welche um ihre von der Axe C des Gehäuſes um CD abweichende Axe D umgedreht wird, endlich ſind ER und GS zwei in dieſer Trommel verſchiebbare Kolben, welche durch Stahlfedern nach außen und mit ihren äußerſten Kanten gegen den Umfang des Gehäuſes gedrückt werden. Uebrigens wird das Gehäuſe bei A von der Trommel berührt, und dadurch die directe Verbindung der beiden Canäle mit einander aufgehoben, dagegen führt aber die umlaufende Trommel mittels der Kolben ER und GS bei jeder

Digitized by Google

halben Umdrehung das den Raum HFK zwiſchen der Trommel und dem Gehäuſe einnehmende Luftquantum von M nach N. Bezeichnet r_1 den Halbmeſſer $CA = CE = CF$ des Gehäuſes, r_2 den Halbmeſſer $DA = DB = DH$ der Trommel, d die Excentricität CD der Drehungsaxe D, und e die Weite des Gehäuſes und der Trommel, ſo hat man für den Centriwinkel $ACH = ACK = \beta$:

Rotirende Kolbengebläſe.

Fig. 888.



$$\cos.\beta = 1 - \frac{d}{r_1},$$

ferner den Inhalt des Kreisſegmentes EFG:

$$F_1 = \pi r_1^2 - (\beta - \sin.\beta) r_1^2,$$

ſowie für den Inhalt des Halbkreiſes HBK:

$$F_2 = {}^1/_2 \pi r_2^2,$$

und daher das Luftquantum, welches eine Schaufel bei einer Umdrehung von M nach N ſchafft:

$$V = (F_1 - F_2) e = [(\pi - \beta + \sin.\beta) r_1^2 - {}^1/_2 \pi r_2^2] e.$$

Macht nun die Trommel pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt das Förderquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{2uV}{60} = \frac{uV}{30} = [(\pi - \beta + \sin.\beta) r_1^2 - {}^1/_2 \pi r_2^2] \frac{ue}{30}.$$

Anſtatt der Schieberkolben ER und GS, Fig. 888, kann man auch Drehkolben ER und GS, Fig. 889, in Anwendung bringen, wenn man dieſelben um die Axe C des Gehäuſes $AEFG$ drehbar macht und mittels Kugelgelenke H und K aus der um ihre Axe D umlaufenden Trommel AB heraustreten läßt. Es iſt dann das Luftquantum, welches ein ſolcher

Fig. 889.

Digitized by Google

Rotirende Kolbengebläſe.

Kolben bei jeder Umdrehung von M nach N fördert, gleich dem ringförmigen Raume $EFGKBH$ = Sector $EFGC$ plus Dreieck HCK minus Halbkreis HBK mal Weite des Gehäuſes:

$$V = \left(\pi - \frac{\beta}{2}\right) r_1^2 e + {}^1/_2 r_2^2 e \sin.\beta - \frac{\pi r_2^2 e}{2}$$

$$= [(2\pi - \beta)\, r_1^2 - (\pi - \sin.\beta) r_2^2] \frac{e}{2},$$

wobei wiede r_1 den Halbmeſſer CA des Gehäuſes, r_2 den Halbmeſſer DA der Trommel, e die Weite des Gehäuſes und der Trommel bezeichnen und

$$\cos.\frac{\beta}{2} = \frac{d}{r_2}$$

iſt, wenn d die Excentricität $CD = r_1 - r_2$ angiebt. Macht die Trommel pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt das Luftquantum, welches dieſe Gebläſemaſchine pr. Secunde von M nach N ſchafft,

$$Q = \frac{2Vu}{60} = \frac{Vu}{30} = [(2\pi - \beta) r_1^2 - (\pi - \sin.\beta) r_2^2] \frac{ue}{60}.$$

Hiernach ſind die Gebläſe des Amerikaners Mackenzie zu Jerſey in den Vereinigten Staaten conſtruirt (ſ. Practical Mechanics Journal, Sept. 1857, und polytechn. Centralblatt, 1857). Bei dieſen Gebläſen iſt der Durchmeſſer des Gehäuſes, $2r_1 = 40$ Zoll, die Weite deſſelben, $e = 36$ Zoll, der Durchmeſſer der Trommel, $2r_2 = 30$ Zoll, folglich die Excentricität $d = r_1 - r_2 = 5$ Zoll. Die Schaufeln beſtehen aus Eiſenblech von ${}^1/_4$ bis ${}^1/_2$ Zoll Dicke und ihre Gelenke H und K beſtehen aus 3 Zoll dicken, mit einem weichen Metall ausgefüllten Cylindern; ihre Anzahl iſt aber nicht 2, ſondern gewöhnlich 3 oder 4. Der luftdichte Abſchluß bei A wird durch mit Leder überzogenes Holz bewirkt. Damit die Axe C eine feſte Lage behalte, macht man auch die Welle D feſt, verbindet dieſelbe im Inneren der Trommel durch Arme mit einander, und läßt die Trommel mittels zweier Naben, ähnlich wie ein gewöhnliches Wagenrad, um D umlaufen. Man verwendet in Nordamerika dieſe Gebläſe vorzüglich beim Umſchmelzen des Roheiſens in Kupolöfen, wobei ſie pr. Minute 80 bis 150 Umdrehungen machen und Wind von ${}^1/_2$ bis 2 Pfund Ueberdruck liefern.

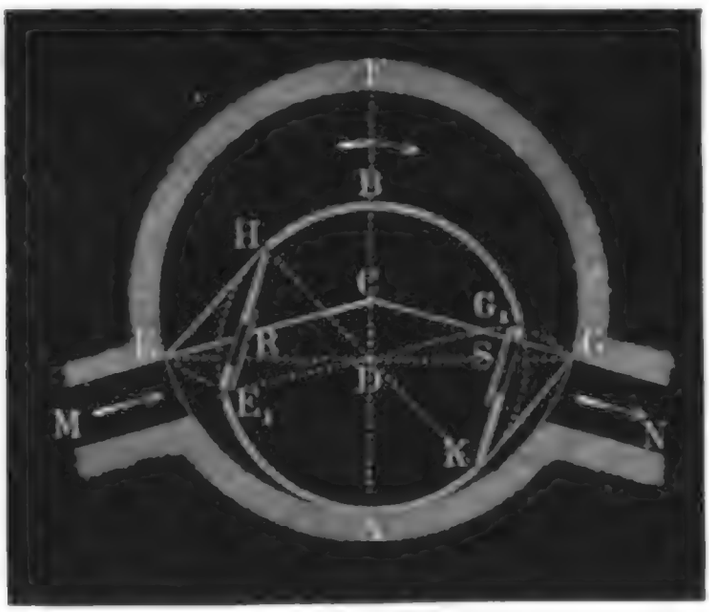
Eine ganz ähnliche Einrichtung und Wirkungsweiſe hat der Ventilator oder das Kolbenrad von Lemielle (ſ. Annales des Travaux publ. de Belgique, Tome XVI, auch Civil-Engineer and Architects Journal, Septb. 1858, ſowie Bulletin de la Société de l'Industrie minerale, T. III, Dingler's polytechn. Journal, Bd. 150). Eine ideelle Darſtellung dieſer Maſchine giebt Fig. 890. Es dreht ſich auch hier eine Trommel AB excentriſch in einem cylindriſchen Gehäuſe $AEFG$

Digitized by Google

um; nur ſind hier die Schaufeln oder Kolben EH und GK mittels Angeln H und K an dem Umfang der Trommel befeſtigt und mittels Gelenken E und G mit den Armen CE und CG verbunden, welche ſich um die feſte Axe C des Gehäuſes AF drehen laſſen. Damit ſich die Schaufeln beim Durchgang durch die Berührungsſtelle A an die Trommel anlegen können, ſind von der letzteren noch die Segmente HE_1 und KG_1 abgeſchnitten, und damit die Arme CE und CG luftdicht durch die Trommelwände E_1H und G_1K hindurch gehen, ſind die Durchgangsöffnungen mit Lederklappen R und S bedeckt. Uebrigens iſt der Bewegungsmechanismus derſelbe wie bei dem Mackenzie'ſchen Gebläſe, und zwar ähnlich wie bei dem in Fig. 638 abgebildeten und §. 320 beſchriebenen Ruderrade.

Rotirende Kolbengebläſe.

Fig. 890.



Der Querſchnitt F des Luftvolumens $EFGKG_1BH$, welches eine Schaufel EH bei ihrer Umdrehung von M nach N ſchafft, iſt = Kreisſegment $EFGE$ minus Dreieck EHR plus Dreieck GKS minus halber Trommelquerſchnitt $RHBG_1S$, alſo, da noch Dreieck EHR = Dreieck GKS iſt,

$$F = \pi r_1^2 - (\beta_1 - sin.\beta_1) r_1^2 - {}^1/_2 \pi r_2^2 + (\beta_2 - sin.\beta_2) \frac{r_2^2}{2}$$

$$= (\pi - \beta_1 + sin.\beta_1) r_1^2 - (\pi - \beta_2 + sin.\beta_2) \frac{r_2^2}{2},$$

wobei r_1 den Halbmeſſer $CA = CE$ des Gehäuſes, r_2 den Halbmeſſer $DA = DH$ der Trommel, ſowie β_1 den Centriwinkel ECG, und β_2 den Centriwinkel $E_1DH = G_1DK$ bezeichnen. Bei der Excentricität $\overline{CD} = d$ iſt

$$cos.\,{}^1/_2\beta_1 = 1 - \frac{d}{r_1},$$

und bei der Schaufellänge $\overline{EH} = s$,

$$sin.\,\frac{\beta_2}{2} = \frac{s}{2\,r_2}.$$

Bezeichnet noch e die Weite des Radraumes, parallel zur Axe gemeſſen, und

Digitized by Google

Rotirende Kolbengebläſe.

u die Anzahl der Umdrehungen des Rades pr. Minute, ſo hat man das theoretiſche Luftquantum, welches dieſe Maſchine pr. Secunde fördert

$$Q = \frac{2Feu}{60} = \frac{Feu}{30} = \left((\pi - \beta_1 + \sin.\beta_1) r_1^2 - (\pi - \beta_2 + \sin.\beta_2)\frac{r_2^2}{2}\right)\frac{eu}{30}$$

Man hat auch ſolche Ventilatoren mit drei oder mehreren Schaufeln conſtruirt. Das theoretiſche Förderquantum wird zwar durch Anwendung von mehr als zwei Schaufeln nicht weſentlich verändert, aber der Windverluſt durch den Spielraum etwas herabgezogen. Nach den Ergebniſſen angeſtellter Verſuche iſt das effective Wetterquantum der zweiſchaufeligen Ventilatoren von Lemielle:

$$Q_1 = Q - 0{,}39\sqrt{h} \cdot \frac{u}{60}$$

$$= \left(2Fe - 0{,}39\sqrt{h}\right)\frac{u}{60},$$

wo der Manometerſtand oder die Depreſſion des Luftdruckes an der Saugſtelle durch die Höhe einer Waſſerſäule in Millimetern und das Wetterquantum Q in Cubikmetern auszudrücken iſt. Wird h in Zoll und werden Q ſowie Q_1 in Cubikfuß ausgedrückt, ſo hat man

$$Q_1 = Q - 64{,}5\sqrt{h} \cdot \frac{u}{60} = \left(2Fe - 64{,}5\sqrt{h}\right)\frac{u}{60}.$$

Dieſe Formel kann natürlich nur für eine gewiſſe Conſtruction und Größe dieſer Ventilatoren gelten. Bei dem Ventilator, für welchen dieſe Formel zu Grunde liegt, iſt $2r_1 = 3{,}95$ Meter und $2r_2 = 3$ Meter, folglich $d = r_1 - r_2 = 0{,}475$ Meter; ferner $e = 2{,}10$ Meter, $u = 20$ bis 30 und der Waſſermanometerſtand $h =$ 12 bis 36 Millimeter.

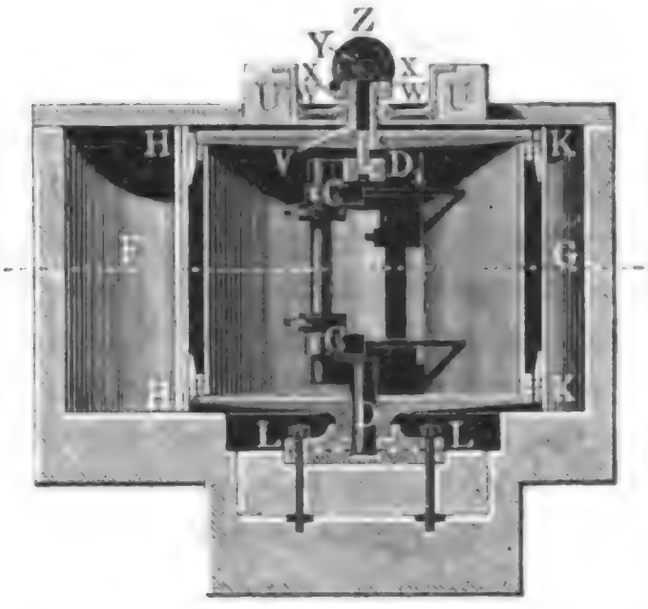
Fig. 891.

Die ſpeciellere Einrichtung und Zuſammenſetzung eines Lemielle'ſchen Ventilators führen die beiden Durchſchnitte in Fig. 891 und Fig. 892 vor Augen. Das mit den beiden Seitenmündungen M und N verſehene Gehäuſe $AEFG$ beſteht entweder aus Holz oder Eiſen oder aus einer mit Cement überzogenen

Mauerung. Die Trommel $AHBK$ beſteht aus einem eiſernen Gerippe und einem hölzernen Mantel und dreht ſich um die Zapfen D und D_1 einer gekröpften Axe CD, welche im Lager LL feſtſitzt. Die hölzernen Schaufeln EH und GK ſind wie Thüren mittels Angeln HH und KK an die Trommel und mittels der Arme CE und CG an die Axe CC angeſchloſſen. Die obere Nabe V der Trommel, welche den Zapfen D_1 umfaßt und ihrerſeits wieder von dem an den Schwellen UU befeſtigten Lager WW umfaßt wird, trägt die Hülſe XX einer Kurbel Y, welche mittels einer Kurbelſtange mit der Kolbenſtange der zum Umtrieb dienenden Dampfmaſchine verbunden iſt. Der liegende Cylinder Z dieſer Maſchine ruht ebenfalls auf den Langſchwellen UU.

Rotirende Kolbengebläſe.

Fig. 892.



Drittes Kapitel.

Preſſungsveränderung und Fortbewegung der Luft durch die Kraft der Trägheit.

§. 438. Bei den im zweiten Kapitel behandelten Kolbengebläſen wird die Luft durch die Fläche eines feſten Körpers direct zuſammengedrückt; bei den im Folgenden abzuhandelnden Schaufel- und Flügelgebläſen oder Ventilatoren (franz. ventilateurs; engl. fan-blast machines, fanning-wheels) wird dagegen die Luft durch Veränderung ihres Bewegungszuſtandes in eine andere Preſſung verſetzt; jedoch geht bei beiden Maſchinen die Fortbewegung der Luft aus der Preſſungsveränderung derſelben hervor. Die Veränderung des Bewegungszuſtandes eines Körpers beſteht entweder in einer Veränderung der Bewegungsrichtung oder in einer Veränderung der Bewegungsgeſchwindigkeit, oder in beiden zugleich. Bei dem ſogenannten Centrifugalgebläſe oder Centrifugalventilator (franz.

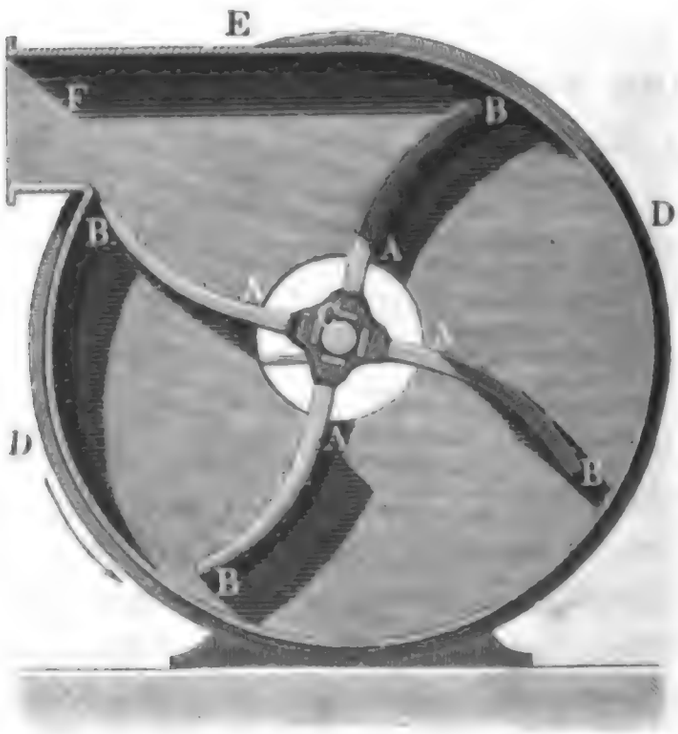
Ventilatoren.

Digitized by Google

Ventilatoren. ventilateur à force centrifuge; engl. centrifugal fan) ist es die Veränderung in der Bewegungsrichtung, oder vielmehr die hieraus hervorgehende Centrifugalkraft, wodurch die Luft in eine andere Pressung versetzt wird, bei den Windrad- oder Schraubenradgebläsen (franz. ventilateurs à moulinets ou à vis pneumatique; engl. wind-mill bellows) sowie bei den den Reactionsturbinen ähnlichen Röhrenventilatoren (franz. ventilateurs à tuyaux; engl. tubular ventilator) wird die Pressungsveränderung der Luft vorzüglich durch Geschwindigkeitsveränderung derselben bewirkt. Alle diese Ventilatoren werden sowohl als Luft- oder Wetterfauger als auch als Gebläse oder Windbläser angewendet.

Die Centrifugalventilatoren bestehen hauptsächlich in einem einfachen Schaufelrade, welches von einem Gehäuse umgeben ist, und bei seiner Umdrehung, in Folge der Centrifugalkraft, Luft durch eine Mündung in der Nähe seiner Axe ansaugt, und dieselbe durch eine Mündung am Umfange des Gehäuses wieder ausbläst. Je nachdem die erstere oder die letztere Mündung mit einem umschlossenen Raume in Verbindung steht, wirkt ein solcher Ventilator in Beziehung auf diesen Raum als Luftsauger oder als Luftbläser; im ersteren Falle bläst er die eingesaugte Luft an seinem Umfange ins Freie, und im zweiten Falle saugt er die atmosphärische Luft durch die Mündung an der Axe ein. Uebrigens ist die Wirkungsweise des Ventilators in beiden Fällen eine und dieselbe, und es findet nur der Unterschied zwischen denselben statt, daß in Hinsicht auf den äußeren Luftdruck, der Manometerstand in dem umschlossenen Raume in dem einen Falle negativ, und im anderen positiv ist.

Fig. 893.



Der verticale Durchschnitt eines Centrifugalventilators ist in Fig. 893 abgebildet. Es ist *BCB* das Rad mit der Welle *C* und den Schaufeln *AB*, *AB*; ferner *ACA* die Einmündung in der hinteren Seitenwand des Gebläses, und *DED* der Mantel desselben sowie *EF* das Ausblaserohr mit der Ausmündung *F*. Die Schaufeln sind entweder eben oder gekrümmt, und im er-

Digitized by Google

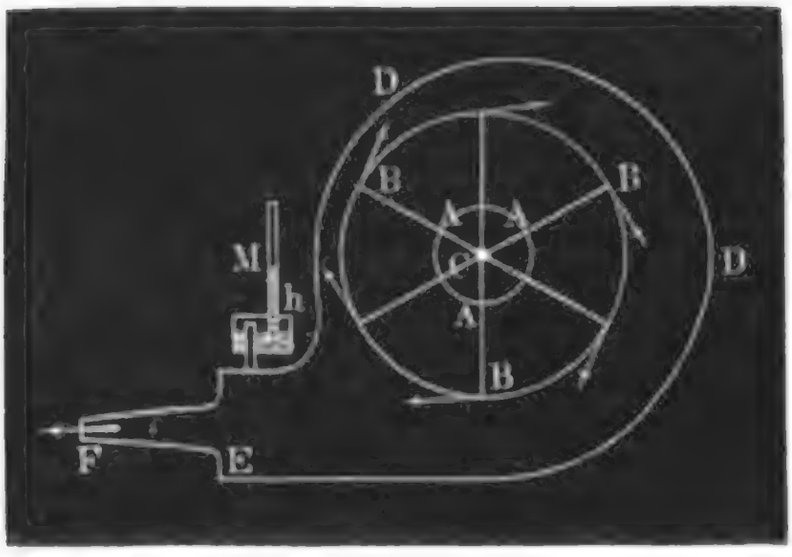
ſten Falle wieder entweder radial oder ſchräg gegen die Halbmeſſer geſtellt; ſie ſind ferner entweder rectangulär oder trapezoidal geformt. Ihre Anzahl iſt gewöhnlich nur 4 bis 8. Ventilatoren.

Die Windradventilatoren haben ſchräg gegen die Umdrehungsebene geſtellte Schaufeln oder Flügel, und ſind daher von den gewöhnlichen Wind- oder Windmühlenrädern (ſ. Bd. II, §. 307) ſowie von den Schraubenrädern der Dampfſchiffe (ſ. Bd. III, §. 321) nicht weſentlich verſchieden. Auch dieſe Ventilatoren haben gewöhnlich nur 3 bis 8 Flügel.

Bei einer größeren Anzahl und Ausdehnung der Schaufeln oder Flügel gehen die Räume zwiſchen denſelben in Canäle und Röhren, und daher die Ventilatoren in die Röhren- oder Reactionsventilatoren über. Sowie die Wirkung der Windradventilatoren nach denſelben Regeln zu beurtheilen iſt, wie die der Windmühlen- und Schraubenräder, ebenſo ſtehen die Röhren- oder Reactionsventilatoren mit den Reactionsturbinen im genaueſten Zuſammenhang. Die Preſſungsdifferenz, welche man durch die Ventilatoren unter gewöhnlichen Verhältniſſen erzeugt, iſt ein ſehr kleiner Theil (1 bis 5 Procent) der urſprünglichen Luftpreſſung, und daher auch die Dichtigkeitsveränderung der Luft beim Durchſtrömen durch die Ventilatoren nur klein; deshalb iſt es auch hier, ohne einen beachtungswerthen Fehler befürchten zu müſſen, geſtattet, die Luft wie Waſſer zu behandeln, und die Wirkung der Ventilatoren ſowie insbeſondere die der Röhrenventilatoren, wie die der Centrifugalpumpen (ſ. §. 342) und wie die der Turbinen zu beurtheilen.

(§. 439.) Das Geſetz, welches die Abhängigkeit zwiſchen der Geſchwindigkeit des Centrifugalventilators und der Preſſung der eingeſchloſſenen Luft ausdrückt, läßt ſich am einfachſten überſehen, wenn wir zunächſt annehmen, daß die Ventilatorflügel radial ſtehen und die Ausſtrömungsmündung in Beziehung auf den Radumfang ſehr klein ſei. Es iſt dann auch die Geſchwindigkeit der Luft in radialer Richtung klein und kann daher bei Beurtheilung der Leiſtung des Rades ganz außer Betracht bleiben. Centrifugalventilatoren.

Fig. 894.



Dreht ſich der Ventilator *ABC*, Fig. 894, mit der Winkelgeſchwindigkeit ω um, ſo iſt die Umdrehungsgeſchwin-

Centrifugal-ventilatoren.

digkeit in der Entfernung x von der Axe C, $v = \omega x$, und daher die Centrifugalkraft eines Luftelementes $1 . \partial x = \partial x$, von dem Querſchnitt $= 1$, der Länge $= \partial x$, und der Dichtigkeit γ:

$$\partial p = \omega^2 x \frac{\gamma \partial x}{g}$$

(ſ. Bd. I, §. 273).

Nun iſt aber nach dem Mariotte'ſchen Geſetze

$$\gamma = \frac{0{,}005682\, p}{1 + 0{,}00367 . t} \text{ Pfund}$$

(ſ. Bd. I, §. 361), oder

$$\gamma = \psi p,$$

wenn ψ einen nur von der hier als conſtant anzunehmenden Temperatur abhängigen Coefficienten bezeichnet, daher folgt

$$\partial p = \omega^2 \cdot \frac{\psi}{g} p x \partial x, \quad \text{oder} \quad \frac{\partial p}{p} = \omega^2 \frac{\psi}{g} x \partial x,$$

und nun durch Integriren (ſ. Art. 19 der analyt. Hülfslehren, Bd. I.),

$$Ln. p = \frac{\psi}{g} \omega^2 \frac{x^2}{2} + Const.$$

Iſt der äußere Radhalbmeſſer $CB = r$, und der innere Radhalbmeſſer $CA = r_1$, ferner die äußere Umfangsgeſchwindigkeit $= v$, die innere $= v_1$, und die Windpreſſung am äußeren Umfang $= p$, ſowie die am inneren Umfang $= p_1$, ſo hat man

$$Ln. p = \frac{\psi}{g} \frac{\omega^2 r^2}{2} + Const. = \psi \frac{v^2}{2g} + Const.$$

und

$$Ln. p_1 = \frac{\psi}{g} \frac{\omega^2 r_1^2}{2} + Const. = \psi \frac{v_1^2}{2g} + Const.,$$

daher

$$Ln. \left(\frac{p}{p_1}\right) = \frac{\psi}{2g} \omega^2 (r^2 - r_1^2) = \psi \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right)$$

ſowie

$$p = p_1 e^{\frac{\psi (v^2 - v_1^2)}{2g}},$$

wobei e die Grundzahl 2,71828 der natürlichen Logarithmen bezeichnet.

Wenn wir, wie gewöhnlich, g und v in Fuß angeben, ſo iſt

$$\psi = \frac{0{,}005682}{144\ (1 + 0{,}00367\, t)} = \frac{0{,}00003946}{1 + 0{,}00367\, t},$$

zu ſetzen, und daher

$$\frac{\psi (v^2 - v_1^2)}{2g} = \frac{0{,}00003946\ (v^2 - v_1^2)}{62{,}5\ (1 + 0{,}00367\, t)} = \frac{0{,}0000006316 (v^2 - v_1^2)}{1 + 0{,}00367\, t}.$$

Digitized by Google

Wenn nun auch $v_1 = 0$ wäre und v auf 200 Fuß ſtiege, ſo würde $\frac{\psi(v^2 - v_1^2)}{2g}$ doch nur Centrifugalventilatoren.

$$\frac{0{,}0000006316 \,.\, 40000}{(1 + 0{,}00367\,t)} = \frac{0{,}02526}{1 + 0{,}00367\,t}$$

betragen, und daher recht gut

$$e^{\frac{\psi(v^2 - v_1^2)}{2g}} = 1 + \frac{\psi(v^2 - v_1^2)}{2g}$$

oder mindeſtens

$$= 1 + \frac{\psi(v^2 - v_1^2)}{2g}\left(1 + \frac{\psi(v^2 - v_1^2)}{4g}\right)$$

geſetzt werden können.

Hiernach iſt nun einfach

$$p - p_1 = \psi p_1 \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) = \gamma_1 \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right),$$

oder, wenn b und b_1 die den Preſſungen p und p_1 entſprechenden Waſſerbarometerſtände bezeichnen:

$$b - b_1 = \psi b_1 \left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) = \frac{\gamma_1}{\gamma_0}\left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right) = \frac{1}{\varepsilon_1}\left(\frac{v^2 - v_1^2}{2g}\right),$$

wenn ε_1 das Verhältniß der Dichtigkeit γ_0 der Manometerflüſſigkeit (Waſſer) zu der Dichtigkeit γ_1 der bei A eintretenden Luft bezeichnet.

Machen wir den äußeren Radumfang viel größer als den inneren, ſo iſt auch v_1 viel größer als v, und es läßt ſich daher

$$b - b_1 = \frac{v^2}{2g\varepsilon_1}$$

ſetzen.

Strömt die Luft am Umfang des Rades unmittelbar in den freien Raum, ſo geht daſelbſt die der Umdrehungsgeſchwindigkeit v nahe gleichkommende Ausſtrömungsgeſchwindigkeit ohne Wirkung in Null über; es iſt daher auch b die Preſſung oder der Barometerſtand der äußeren Luft, ſowie b_1 der Barometerſtand der dem Ventilator am Umfang der Radaxe zugeführten Luft, und folglich

$$h = b - b_1 = \frac{v^2}{2g\varepsilon_1},$$

der (negative) Manometerſtand der Luft in dem Zuleitungscanal in Hinſicht auf den äußeren Luftdruck. Umgiebt man aber den Ventilator mit Auslaufwänden (ſ. Rittinger's Centrifugalventilatoren, Wien 1858), oder einem ſogenannten Diffuſer DD (ſ. Bd. II, §. 254), wie Fig. 894 vor Augen führt, ſo geht in demſelben die Geſchwindigkeit v der aus dem Rade tretenden Luft allmälig faſt in Null über; es wächſt daher hierbei

Digitized by Google

Centrifugal-ventilatoren.

ihre Preſſung um $\frac{v^2}{2g}$, ſo daß die Preſſung der äußeren Luft in

$$b_0 = b + \frac{v^2}{2g\varepsilon_1} = b_1 + 2 \cdot \frac{v^2}{2g\varepsilon_1}$$

übergeht, und der Manometerſtand der zuſtrömenden Luft:

$$h = b_0 - b_1 = 2 \cdot \frac{v_2}{2g\varepsilon_1},$$

alſo doppelt ſo groß ausfällt, als bei dem Ventilator ohne einen ſolchen Mantel.

Der Ventilator, welcher zur Erzeugung des Windes dient, communicirt an der Axenmündung mit der freien Luft und ſammelt den an ſeinem Umfange ausſtrömenden Wind in einem Gehäuſe, von welchem aus er dann mittels einer Röhre nach dem Punkte des Bedarfs weitergeführt wird. Wenn die Geſchwindigkeit v des aus dem Rade ausſtrömenden Windes im Innern dieſes Gehäuſes allmälig in Null übergeht, alſo das Gehäuſe wie der Diffuſer einer Turbine oder eines Wetterventilators wirkt, ſo iſt auch der Barometerſtand der Luft im Ventilatorgehäuſe:

$$b_0 = b_1 + 2\,\frac{v^2}{2g\varepsilon_1},$$

und der Manometerſtand des Windes in demſelben in Hinſicht auf die äußere Luft:

$$h = b_0 - b_1 = 2 \cdot \frac{v^2}{2g\varepsilon_1} = \frac{v^2}{g\varepsilon_1}.$$

In Folge der Reibung der Luft und anderer ſtörenden Einflüſſe fällt allerdings in Wirklichkeit, wo die radiale Geſchwindigkeit der Luft im Rade im Vergleich zur Radgeſchwindigkeit nicht ſehr klein iſt, bei beiden Ventilatoren der Manometerſtand anſehnlich kleiner als $\frac{v^2}{g\varepsilon_1}$ aus.

Die Geſchwindigkeit, mit welcher der Wind aus der Mündung F des Gehäuſes in die freie Luft ſtrömt, iſt bei dem Stande h des Manometers M (ſ. §. 425),

$$c = \sqrt{2g\varepsilon_1 h}, \text{ daher hier } c = v\sqrt{2} = 1{,}414\,v.$$

In der Wirklichkeit fällt aber h nicht viel größer als $\frac{v_2}{2g\varepsilon_1}$ aus, und daher iſt auch die Ausflußgeſchwindigkeit c nahe gleich der Umfangsgeſchwindigkeit v. Bezeichnet F den Inhalt des Querſchnitts der Düſenmündung und ſieht man von allen Nebenhinderniſſen ab, ſo hat man das gelieferte Windquantum:

$$Q = Fc = F\sqrt{2g\varepsilon_1 h} = 1{,}414\,Fv,$$

in Wirklichkeit fällt es jedoch nahe $= Fv$ aus.

Die erforderliche Leiſtung pr. Secunde des Ventilators iſt

Digitized by Google

Centrifugal-ventilatoren

$$L = Qh\gamma_0 = \frac{Qv^2}{g\varepsilon_1}\gamma_0 = \frac{v^2}{g}Q\gamma_1 = 2\cdot\frac{v^2}{2g}Q\gamma_1,$$

wobei γ_1 die Dichtigkeit des Windes bezeichnet.

Erfahrungsmäßig iſt jedoch

$$L = \frac{Qh\gamma_0}{0{,}30} = \frac{10}{3}Qh\gamma_0,$$

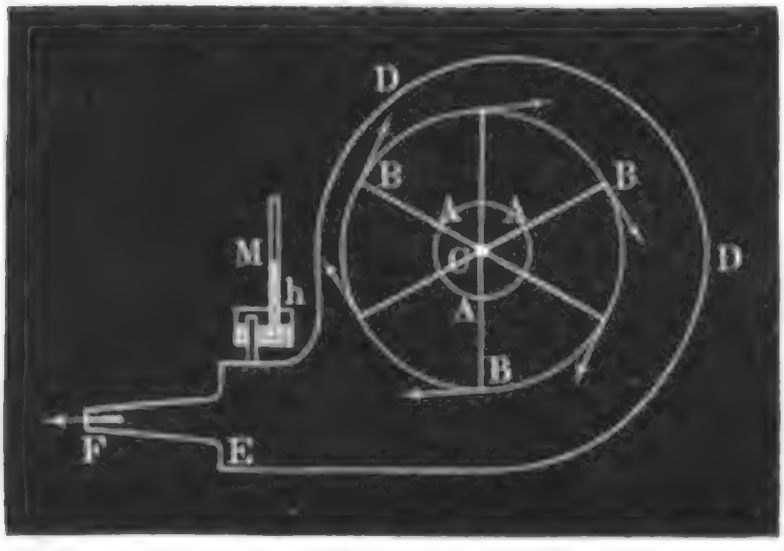
alſo der Wirkungsgrad des Ventilators, $\eta = 0{,}3$.

Theorie der Ventilatoren

§. 440. Bei den gewöhnlichen Dimenſionen der Centrifugalventilatoren ſind die relativen Geſchwindigkeiten im Innern des Rades nicht ſo klein, als wir im Vorſtehenden vorausgeſetzt haben; es iſt daher noch nöthig, die allgemeinere auf dieſe Geſchwindigkeiten Rückſicht nehmende Theorie derſelben zu entwickeln. Wenn, wie dem Vorſtehenden zufolge zuläſſig iſt, die Dichtigkeitsveränderung der Luft im Innern des Ventilators unbeachtet gelaſſen wird, ſo muß dieſe Theorie auch mit der bereits in §. 343 entwickelten Theorie der Centrifugalpumpen übereinſtimmen; da aber bei Bewegung dieſer Maſchinen anſehnliche Nebenhinderniſſe mit zu überwinden ſind, ſo wollen wir im Folgenden dieſe Theorie inſofern noch vervollſtändigen, als wir noch die pneumatiſchen Widerſtände mit in Betracht ziehen. Die ſo erſt dem praktiſchen Bedürfniß dienſtbar gemachte Theorie der Centrifugalventilatoren geſtattet dann auch ohne Weiteres ihre Anwendung auf die Centrifugalpumpen. Uebrigens können wir bei dieſer Entwickelung ganz denſelben Weg einſchlagen, welchem wir in Bd. II, §. 229, bei der Theorie der Turbinen gefolgt ſind.

Setzen wir bei der folgenden ſpeciellen Entwickelung einen Ventilator mit ebenen und radial geſtellten Schaufeln wie Fig. 895 voraus, und führen wir hierbei folgende ſchon in §. 343 gebrauchte Bezeichnungen ein. Die Höhe der Waſſerſäule, welche dem Atmoſphärendruck das Gleichgewicht hält, ſei $= k$, der Waſſermanometerſtand der durch den Einlauf ACA dem Ventilator zugeführten Luft, $= h_1$, der ebenfalls durch die Höhe einer Waſſerſäule gemeſſene Druck der Luft beim Eintritt in das Rad $= x$, und der Widerſtandscoefficient für dieſen Eintritt, $= \xi_1$. Dann gilt

Fig. 895.



Digitized by Google

Theorie der Ventilatoren.

für die absolute Eintrittsgeschwindigkeit c der Luft die schon aus Bd. II, §. 229 bekannte Formel:

$$1)\quad (1+\xi_1)\,c^2 = 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_1-x).$$

Bezeichnet ferner v die äußere und v_1 die innere Radgeschwindigkeit, y den durch die Höhe einer Wassersäule gemessenen Druck der Luft außerhalb des Rades, und ξ_2 den Widerstandscoefficienten für den Durchgang der Luft durch das Rad, so folgt für die relative Austrittsgeschwindigkeit c_2 der Luft:

$$2)\quad (1+\xi_2)\,c_2{}^2 = c^2 + v^2 - v_1{}^2 + 2\,g\varepsilon\,(x-y).$$

Hieraus berechnet sich dann noch mittels der Formel

$$3)\quad w^2 = v^2 + c_2{}^2$$

die absolute Austrittsgeschwindigkeit w.

Strömt die Luft aus dem Rade unmittelbar in die freie Luft, oder in einen weiten Behälter, so geht die der Geschwindigkeit w entsprechende lebendige Kraft der Luft für die Maschine verloren, strömt aber dieselbe erst durch einen Diffuser, worin die Geschwindigkeit w allmälig nahe auf Null zurückgeführt wird, so bewirkt die inwohnende lebendige Kraft der Luft noch eine Vergrößerung der Pressung. Ist h_2 der Manometerstand der Luft am Umfange des Diffuser, oder in dem Reservoir, in welchem sich die ausgestoßene Luft ansammelt, und ξ_3 der Widerstandscoefficient für die Bewegung der Luft im Diffuser, so gilt endlich noch die Gleichung:

$$4)\quad (1-\xi_3)\,w^2 = 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_2-y),$$

die im ersteren Falle, wo $\xi_3 = 1$ ist, in

$$y = k + h_2$$

übergeht.

Die Addition der Gleichungen (1) und (2) führt auf die Gleichung

$$(1+\xi_2)\,c_2{}^2 + \xi_1\,c^2 = v^2 - v_1{}^2 + 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_1-y),$$

und subtrahirt man dieselbe von der Gleichung (4), so erhält man die Gleichung

$$(1-\xi_3)\,w^2 = (1+\xi_2)\,c_2{}^2 + \xi_1\,c^2 - v^2 + v_1{}^2 + 2\,g\,\varepsilon\,(h_2-h_1).$$

Nun ist aber noch $w^2 = v^2 + c_2{}^2$ und $h_2 - h_1 = h$, die Höhe der Wassersäule, welche die Pressungsdifferenz zwischen der vom Ventilator ab- und der demselben zugeführten Luft mißt, daher hat man

$$5)\quad (2-\xi_3)\,v^2 - [v_1{}^2 + \xi_1\,c^2 + (\xi_2+\xi_3)\,c_2{}^2] = 2\,g\,\varepsilon\,h.$$

Bezeichnet man den äußeren Radhalbmesser durch r sowie den inneren Radhalbmesser durch r_1, ferner die äußere Radweite durch e und die innere Radweite durch e_1, so ist der ringförmige Querschnitt des Luftstromes beim Austritt aus dem Rade:

$$F_2 = 2\,\pi\,r\,e,$$

sowie der Querschnitt beim Eintritt in das Rad:

$$F = 2\,\pi\,r_1\,e_1,$$

Digitized by Google

und daher die geförderte Luftmenge pr. Secunde:

$$Q = F_2 c_2 = 2\pi r e c_2 = Fc = 2\pi r_1 e_1 c,$$

wonach nun

$$\frac{c_2}{c} = \frac{r_1 e_1}{r e}$$

folgt.

Führt man in der letzten Hauptgleichung (5) $c_2 = \frac{r_1 e_1}{r e} c$ und $v_1 = \frac{r_1}{r} v$ ein, so nimmt dieselbe die Form

$$\left[2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \xi_3\right] v^2 - \left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right] c^2 = 2 g \varepsilon h$$

an.

Wenn man dem Geſchwindigkeitsverhältniſſe $\theta = \frac{c}{v}$ einen beſtimmten Werth giebt, ſo erhält man hiernach

$$\left(2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \xi_3 - \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]\right) v^2 = 2 g \varepsilon h,$$

und daher die dem Manometerſtande h entſprechende Umfangsgeſchwindigkeit des Ventilators:

$$v = \sqrt{\frac{2 g \varepsilon h}{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \xi_3 - \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]}}.$$

Da die Geſchwindigkeit des aus der Düſe ſtrömenden Windes:

$$v_\mu = \mu \sqrt{2 g \varepsilon h}$$

iſt (ſ. §. 425), ſo folgt auch

$$v = \frac{v_\mu}{\mu \sqrt{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \xi_3 - \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]}},$$

und das pr. Secunde erzeugte Windquantum:

$$Q = F_\mu v_\mu = \mu F_\mu v \sqrt{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \xi_3 - \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]}.$$

Der zur Erzeugung der Windmenge Q von der Preſſung h nöthige Arbeitsaufwand pr. Secunde iſt:

$$L = \left(h + \frac{v^2}{2 g \varepsilon} + \xi_1 \frac{c^2}{2 g \varepsilon} + \xi_2 \frac{c_2{}^2}{2 g \varepsilon} + \xi_3 \frac{v^2 + c_2{}^2}{2 g \varepsilon}\right) Q \gamma$$

$$= \left(h + \left[\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \xi_3\right] \frac{v^2}{2 g \varepsilon} + \left[\xi_1 + \xi_2 + \xi_3\right)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right] \frac{c^2}{2 g \varepsilon}\right) Q \gamma$$

$$= \left[h + \left(\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \xi_3 + \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]\right) \frac{v^2}{2 g \varepsilon}\right] Q \gamma = 2 . \frac{v^2}{2 g \varepsilon} Q \gamma,$$

Digitized by Google

Theorie der Ventilatoren.

und daher der Wirkungsgrad des Ventilators:

$$\eta = \frac{h}{2 \cdot \frac{v^2}{2g\varepsilon}} = 1 - \tfrac{1}{2}\left(\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \xi_3 + \theta^2\left[\xi_1 + (\xi_2 + \xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)\right]^2\right).$$

Man sieht aus dem Vorstehenden, daß das Windquantum eines Ventilators, wie die Geschwindigkeit, der Manometerstand, wie das Quadrat und der Arbeitsaufwand zum Umtrieb des Ventilators, wie der Cubus der Umdrehungsgeschwindigkeit wächst, was auch durch die Erfahrung vollkommen bestätigt wird.

§. 441. Bei den gewöhnlichen Ventilatoren zum Wettersaugen ist die Pressungsdifferenz oder der Wasserbarometerstand der zuströmenden Luft:

$$h = -1{,}25 \text{ bis } -2{,}5 \text{ Zoll},$$

bei den Ventilatoren zur Winderzeugung für Schmelzprocesse hingegen die Pressung des Windes:

$$h = +6 \text{ bis } +18 \text{ Zoll},$$

also der Queckſilbermanometerstand circa

$$h = \tfrac{1}{2} \text{ bis } 1\tfrac{1}{2} \text{ Zoll},$$

d. i. nahe 9 Mal so groß als bei den ersteren; und deshalb erfordern auch die Blaseventilatoren eine nahe 3 Mal so große Umdrehungsgeschwindigkeit (v) als die Saugventilatoren. Dagegen ist das Wetterquantum, welches die gewöhnlichen Saugventilatoren bei einer Leistung der Umtriebsmaschine von 8 bis 16 Pferdekräften liefert, pr. Secunde 120 bis 250, also im Mittel 180 Cubikfuß, und die erzeugte Windmenge der gewöhnlichen Blaseventilatoren, bei einer Stärke der Umtriebsmaschine von 4 bis 10 Pferdekräften, pr. Secunde nur 8 bis 16, also im Mittel 12 Cubikfuß. Endlich ist der gewöhnliche Durchmesser eines Saugventilators 4 bis 8 Fuß, dagegen der eines Blaseventilators nur 3 bis 4 Fuß.

Setzen wir annähernd die Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators

$$v = \sqrt{2g\varepsilon h},$$

so erhalten wir für Saugventilatoren:

$$v = 8\sqrt{\tfrac{5}{48} \cdot 800} = 8\sqrt{83} = 73 \text{ bis } v = 8\sqrt{\tfrac{1}{4} \cdot 800} = 8\sqrt{200} = 113 \text{ Fuß},$$

also im Mittel:

$$v = 93 \text{ Fuß},$$

und dagegen für Blaseventilatoren:

$$v = 8\sqrt{\tfrac{1}{2} \cdot 800} = 8\sqrt{400} = 160 \text{ bis } v = 8\sqrt{\tfrac{3}{2} \cdot 800} = 8\sqrt{1200} = 277 \text{ Fuß},$$

also im Mittel:

$$v = 218 \text{ Fuß}.$$

Digitized by Google

Berechnet man aus diesen Angaben mittels der bekannten Formel

$$u = \frac{30v}{\pi r} = 9{,}55\ \frac{v}{r},$$

die Umdrehungszahl u (pr. Minute), so erhält man für Saugventilatoren, wo $r = 2$ bis 4 Fuß ist,

$$u = 9{,}55\ .\ {}^{93}/_{2} = 440 \text{ bis } 9{,}55\ .\ {}^{93}/_{4} = 220 \text{ Fuß},$$

dagegen für Blaseventilatoren, wo $r = 1{}^{1}/_{2}$ bis 2 Fuß ist,

$$u = 9{,}55\ .\ 218\ .\ {}^{2}/_{3} = 1728 \text{ bis } 9{,}55\ .\ {}^{218}/_{2} = 1040.$$

Ferner ist bei den gewöhnlichen Saugventilatoren der innere Radhalbmesser $r_1 = \frac{r}{2}$, dagegen bei Blaseventilatoren, $r_1 = \frac{r}{3}$, und bei beiden Ventilatoren die innere Radweite $e_1 = r_1$. Berechnet man den Querschnitt des Luftstromes beim Eintritte in das Rad nach der Formel

$$F_1 = 2\pi r_1 e_1 = 2\pi {r_1}^2,$$

so ergiebt sich für die Saugventilatoren:

$$F_1 = 6{,}28 \cdot \left(\frac{r}{2}\right)^2 = 1{,}57\, r^2 = 1{,}57\ .\ 4 = 6{,}28 \text{ bis } 1{,}57\ .\ 16$$
$$= 25{,}12 \text{ Quadratfuß},$$

und dagegen für Blaseventilatoren:

$$F_1 = 6{,}28 \left(\frac{r}{3}\right)^2 = 0{,}698\, r^2 = 0{,}698\ .\ {}^{9}/_{4} = 1{,}58 \text{ bis } 0{,}698\ .\ 4$$
$$= 2{,}79 \text{ Quadratfuß}.$$

Nun folgt die Geschwindigkeit der Luft beim Eintritte in das Rad,

$$c = \frac{Q}{F_1} = \frac{Q}{2\pi {r_1}^2} = 0{,}159\ \frac{Q}{{r_1}^2},$$

für Saugventilatoren:

$$c = \frac{180}{6{,}28} = 28{,}7 \text{ bis } \frac{180}{25{,}12} = 7{,}2 \text{ Fuß},$$

also im Mittel = 18 Fuß, und dagegen für Blaseventilatoren:

$$c = \frac{12}{1{,}58} = 7{,}6 \text{ bis } \frac{12}{2{,}79} = 4{,}3 \text{ Fuß},$$

also im Mittel = 6 Fuß.

Endlich ergiebt sich der mittlere Werth von dem in den Formeln des letzten Paragraphen eingeführten Geschwindigkeitsverhältnisse $\theta = \frac{c}{v}$, für Saugventilatoren:

$$\theta = \frac{18}{93} = 0{,}193,$$

und für Blaseventilatoren:

$$\theta = \frac{6}{218} = 0{,}0275,$$

also nahe nur ein Siebentel von dem ersteren Verhältnißwerthe.

Digitized by Google

Theorie der Ventilatoren.

Das in den §. 440 gefundenen Formeln für die Umdrehungsgeschwindigkeit und Leistung der Ventilatoren enthaltene Glied

$$\theta^2\left[\xi_1+(\xi_2+\xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]$$

nimmt hiernach für die Saugventilatoren den Werth

$$(0{,}193)^2\left[\xi_1+(\xi_2+\xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]=0{,}0372\left[\xi_1+(\xi_2+\xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right],$$

dagegen für die Blaseventilatoren den Werth

$$(0{,}0275)^2\left[\xi_1+(\xi_2+\xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]=0{,}000756\left[\xi_1+(\xi_2+\xi_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]$$

an, und es ist nun leicht zu ermessen, daß dieser Werth überhaupt sehr klein und bei den letzteren Ventilatoren sogar so klein ist, daß man ihn ganz außer Acht lassen und daher die relative Geschwindigkeit des Wassers im Rade als Null ansehen kann. Uebrigens möchte, was die Saugventilatoren oder Wetterräder betrifft, wie bei Turbinen, $\xi_1=\xi_2=0{,}10$ zu setzen sein. Was aber den Widerstandscoefficienten ξ_3 betrifft, so ist derselbe bei einem Ventilator ohne einen Diffuser, $=1$, und bei einem Ventilator mit Diffuser, nach dem Grade der Vollkommenheit desselben, zwischen den Grenzen 0,50 bis 1,00 zu setzen.

Beispiel 1. Ein Wetterrad soll ein Wetterquantum $Q=200$ Cubikfuß pr. Secunde unter dem Manometerstand $h=\frac{1}{8}$ Fuß $=1\frac{1}{2}$ Zoll aus einem Schachte zu Tage fördern; welche Dimensionen wird dasselbe erhalten, welche Anzahl von Umdrehungen wird es machen müssen, und welchen Kraftaufwand wird es erfordern?

Hier ist $2g\varepsilon h=62{,}5\,.\,800\,.\,\frac{1}{8}=6250$, ferner $\zeta_1=\zeta_2=0{,}1$ und $\zeta_3=1$ gesetzt, sowie $\frac{r_1}{r}=\frac{1}{2}$, $\frac{e_1}{e}=1$ und $\theta=0{,}2$ angenommen, folgt

$$2-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2-\zeta_3-\theta^2\left[\zeta_1+(\zeta_2+\zeta_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]=2-0{,}25-1-0{,}04(0{,}1+1{,}1\,.\,\tfrac{1}{4})$$
$$=0{,}75-0{,}04\,.\,0{,}375=0{,}735,$$

und daher die erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades:

$$v=\sqrt{\frac{6250}{0{,}735}}=92{,}22 \text{ Fuß}.$$

Ferner ist der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta=1-\tfrac{1}{2}\left[\left(\frac{r_1}{r}\right)^2+\zeta_3+\theta^2\left[\zeta_1+(\zeta_2+\zeta_3)\left(\frac{r_1}{r}\right)^2\right]\right]$$
$$=1-\tfrac{1}{2}\,.\,1{,}265=1-0{,}6325=0{,}3675,$$

und daher die erforderliche Leistung des Ventilators:

$$L=\frac{Qh\gamma}{\eta}=\frac{200\,.\,\frac{1}{8}\,.\,66}{0{,}3675}=\frac{50\,.\,33}{0{,}3675}=\frac{1650}{0{,}3675}=4490 \text{ Fußpfund}$$
$$=\frac{4490}{510}=8{,}8 \text{ Pferdekräfte}.$$

Ferner ist die Eintrittsgeschwindigkeit der Wettern:

$$c=\theta v=0{,}2\,.\,92{,}22=18{,}44 \text{ Fuß},$$

Digitized by Google

daher der erforderliche Querſchnitt des eintretenden Wetterſtromes:

$$F_1 = \frac{Q}{c} = \frac{\angle 00}{18{,}44} = 10{,}85 \text{ Quadratfuß},$$

und der innere Radhalbmeſſer:

$$r_1 = \sqrt{\frac{F_1}{2\pi}} = \sqrt{\frac{5{,}425}{\pi}} = 1{,}314 \text{ Fuß} = 15\frac{3}{4} \text{ Zoll}.$$

Nehmen wir $r_1 = 16$ Zoll an, ſo erhalten wir die Radweite

$e = r_1 = 16$ Zoll, und den äußeren Radhalbmeſſer

$r = 2r_1 = 32$ Zoll, alſo den Raddurchmeſſer

$d = 2r = 64$ Zoll $= 5\frac{1}{3}$ Fuß.

Beiſpiel 2. Ein Ventilator ſoll für einen Cupolofen pr. Minute 800 Cubikfuß Wind von 1 Fuß Waſſermanometerſtand erzeugen; welche Dimenſionen wird derſelbe erhalten, welche Geſchwindigkeit wird er annehmen müſſen, und welchen Kraftaufwand wird er beanſpruchen?

Es iſt hier $2g\varepsilon h = 62{,}5 \cdot 800 \cdot 1 = 50000$, ferner $\frac{r_1}{r} = \frac{1}{3}$, $\frac{e_1}{e} = 1$, und ſetzt man noch $\zeta_3 = 0{,}75$, ſo folgt, da hier $\theta^2\left[\zeta_1 + (\zeta_2 + \zeta_3)\left(\frac{r_1 e_1}{r e}\right)^2\right]$ wegen Kleinheit vernachläſſigt werden kann, die erforderliche Umdrehungsgeſchwindigkeit des Rades:

$$v = \sqrt{\frac{2g\varepsilon h}{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - \zeta_3}} = \sqrt{\frac{50000}{2 - 0{,}25 - 0{,}75}} = \sqrt{50000} = 223{,}6 \text{ Fuß}.$$

Ferner iſt der Wirkungsgrad des Rades:

$$\eta = 1 - \tfrac{1}{2}\left[\left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \zeta_3\right] = 1 - \frac{0{,}25 + 0{,}75}{2} = 0{,}50,$$

und daher die erforderliche Leiſtung deſſelben:

$$L = \frac{Qh\gamma}{\eta} = \frac{800 \cdot 1 \cdot 66}{0{,}50 \cdot 60} = \frac{800 \cdot 66}{30} = 80 \cdot 22 = 1760 \text{ Fußpfund}.$$

Die Geſchwindigkeit, mit welcher die Luft in das Rad einſtrömt, iſt, wenn man $\theta = 0{,}03$ ſetzt,

$$c = 0{,}03 \cdot v = 0{,}03 \cdot 223{,}6 = 6{,}71 \text{ Fuß},$$

folglich der erforderliche Querſchnitt des eintretenden Luftſtromes:

$$F_1 = \frac{Q}{c} = \frac{800}{6{,}71 \cdot 60} = \frac{40}{20{,}13} = 1{,}987 \text{ Quadratfuß},$$

wofür 2 Quadratfuß angeſetzt werden mögen.

Nun folgt der innere Radhalbmeſſer

$$r_1 = \sqrt{\frac{F_1}{2\pi}} = \sqrt{\frac{1}{\pi}} = 0{,}564 \text{ Fuß} = 6{,}77 \text{ Zoll}.$$

Nehmen wir hiernach in runder Zahl, $r_1 = e = 6\frac{3}{4}$ Zoll an, ſo erhalten wir den äußern Radhalbmeſſer

$$r = 3e_1 = 20\frac{1}{4} \text{ Zoll},$$

und endlich die Radhöhe

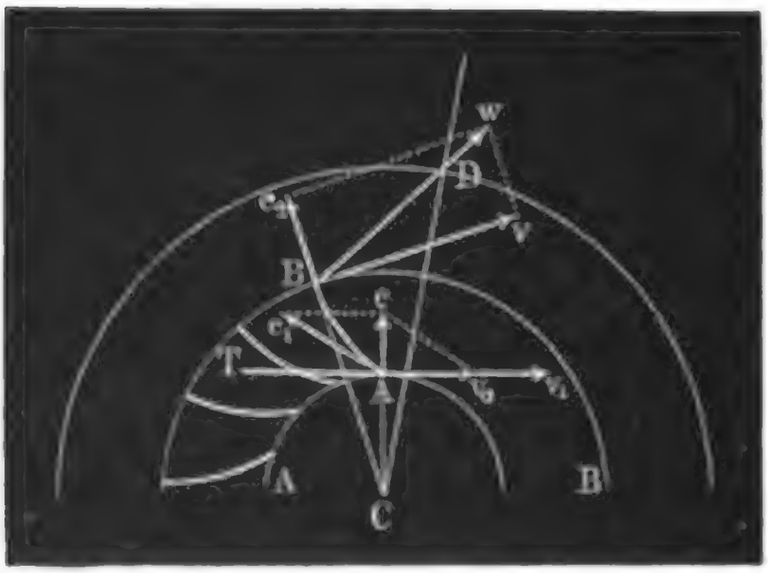
$$d = 2r = 40\frac{1}{2} \text{ Zoll} = 3 \text{ Fuß } 4\frac{1}{2} \text{ Zoll}.$$

Digitized by Google

Ventilatoren mit krummen Schaufeln.

§. 442. Die in §. 440 abgehandelte Theorie der Centrifugalventilatoren mit radialen Schaufeln erfordert noch einige Modificationen bei Anwendung auf Ventilatoren mit gekrümmten und gegen die Radhalbmeſſer ſchräg geſtellten Schaufeln wie AB, Fig. 896. Bei der im angeführten Paragraphen angewendeten Bezeichnung gilt auch hier für die Eintrittsgeſchwindigkeit c der in das Rad AA eintretenden Luft die Gleichung

Fig. 896.



1) $(1+\xi_1)\,c^2 = 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_1-x)$.

Bezeichnet nun aber β den ſpitzen Winkel $c_1 A T$, welcher die Radſchaufel BA mit dem inneren Radumfange einſchließt, ſo erhalten wir den Componenten der radialen Eintrittsgeſchwindigkeit c in der Richtung der Schaufel:

$$2)\quad c_1 = \frac{c}{\sin.\beta},$$

und den Componenten in der Bewegungsrichtung des Rades:

$$3)\quad v_0 = c\,\mathit{cotang.}\,\beta.$$

Für die Austrittsgeſchwindigkeit $\overline{Bc_2} = c_2$ gilt wieder die Gleichung:

$$4)\quad (1+\xi_2)\,c_2^2 = c_1^2 + v^2 - v_1^2 + 2\,g\,\varepsilon\,(x-y),$$

welche aber, wenn man den angegebenen Werth von c_1 einführt, und mittels der Gleichung (1) x eliminirt, folgende Form annimmt:

$$5)\quad (1+\xi_2)\,c_2^2 + \xi_1\,c^2 = c^2\,\mathit{cotg.}\,\beta^2 + v^2 - v_1^2 + 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_1-y).$$

Bezeichnet noch δ den Winkel $c_2 B v$, unter welchem ſich die Schaufel an dem äußeren Radumfange BB anſchließt, ſo iſt für die abſolute Austrittsgeſchwindigkeit der Luft:

$$6)\quad w^2 = c_2^2 + v^2 - 2\,c_2\,v\,\mathit{cos.}\,\delta.$$

Strömt die Luft noch durch einen Diffuſer BDB, an deſſen äußerem Umfange die Luft den Manometerſtand h_2 hat, und iſt ξ_3 der Widerſtandscoefficient für die Bewegung der Luft durch den Diffuſer, ſo gilt die Formel

$$7)\quad (1-\xi_3)\,w^2 = 2\,g\,\varepsilon\,(k+h_2-y),$$

welche in $y = k + h_2$ übergeht, wenn $\xi_3 = 1$, oder ein Diffuſer nicht vorhanden iſt.

Digitized by Google

Ventilatoren mit krummen Schaufeln.

Setzt man den Ausdruck für w^2 aus (6) in (7) ein, ſo folgt

$$(1-\xi_3)(c_2^2+v^2-2c_2 v\ cos.\ \delta)=2g\varepsilon(k+h_2-y);$$

ſubtrahirt man hiervon die Gleichung (5) und führt für $h_2-h_1=h$ die Höhe der Waſſerſäule ein, welche die durch den ganzen Ventilator bewirkte Preſſungsdifferenz mißt, ſo erhält man folgende Hauptgleichung:

8) $$2v^2-v_1^2+c^2\ colg.\ \beta^2-2c_2 v\ cos.\ \delta$$
$$-[\xi_1 c^2+\xi_2 c_2^2+\xi_3(c_2^2+v^2-2c_2 v\ cos.\ \delta)]=2g\varepsilon h.$$

Bezeichnet nun wieder r den äußeren und r_1 den inneren Radhalbmeſſer, ſowie e die äußere und e_1 die innere Radweite, ſo läßt ſich unter der Vorausſetzung, daß die Anzahl der Radſchaufeln eine größere iſt, der Querſchnitt des Luftſtromes beim Austritte aus dem Rade:

$$F_2=2\pi r e\ sin.\ \delta,$$

ſowie der beim Eintritte in das Rad:

$$F_1=2\pi r_1 e_1\ sin.\ \beta$$

ſetzen; es iſt nun das geförderte Luftquantum

$$Q=Fc=F_1 c_1=F_2 c_2$$
$$=2\pi r_1 e_1 c=2\pi r_1 e_1 c_1\ sin.\ \beta=2\pi r e c_2\ sin.\ \delta,$$

und daher

$$c_2=\frac{r_1 e_1}{r e}\ \frac{c}{sin.\ \delta}.$$

Führt man dieſen Ausdruck für c_2, ſowie $v_1=\frac{r_1}{r}v$, in die Gleichung (8) ein, und ſetzt wieder das Geſchwindigkeitsverhältniß $\frac{c}{v}=\theta$, ſo folgt folgende Gleichung zwiſchen dem Manometerſtande h und der Geſchwindigkeit v des Ventilators:

9) $$\left[2-\left(\frac{r_1}{r}\right)^2+\theta^2 colg.\beta^2-2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}colg.\delta-\left(\theta^2\left[\xi_1+\xi_2\left(\frac{r_1 e_1}{r e sin.\delta}\right)^2\right]\right.\right.$$
$$\left.\left.+\xi_3\left[1+\left(\frac{\theta r_1 e_1}{r e\ sin.\ \delta}\right)^2-2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}colg.\delta\right]\right)\right]v^2=2g\varepsilon h.$$

Hiernach beſtimmt ſich aus dem Manometerſtande h, die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades, wenn man noch

$$\xi_1+\xi_2\left(\frac{r_1 e_1}{r e\ sin.\ \delta}\right)^2$$

durch χ und

$$1+\left(\frac{\theta r_1 e_1}{r e\ sin.\ \delta}\right)^2-2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}colg.\ \delta$$

durch ξ bezeichnet, durch die Formel

Ventilatoren mit krummen Schaufeln.

$$v = \sqrt{\frac{2\,g\varepsilon h}{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \theta^2\,cotg.\beta^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta - (\theta^2\chi + \zeta_3\xi)}}$$

Die Bestimmung der Ausströmungsgeschwindigkeit v_μ und der der Ausflußmenge aus dem Manometerstande h bleibt die obige. Dagegen folgt die erforderliche Leistung des Ventilators ohne Rücksicht auf die Zapfenreibung und auf andere äußere Nebenhindernisse, jedoch mit Rücksichtnahme auf den Verlust an Kraft beim Eintritte in das Rad, da beim Eintritt in das Rad die tangentielle Geschwindigkeit $v_0 = c\,cotg.\,\beta$ plötzlich in v_1 übergehen muß:

$$\begin{aligned} L &= \left[h + \frac{(v_1 - c\,cotg.\,\beta)^2}{2\,g\varepsilon} + \zeta_1\frac{c^2}{2\,g\varepsilon} + \zeta_2\frac{{c_2}^2}{2\,g\varepsilon}\right.\\ &\qquad \left. + \zeta_3\left(\frac{v^2 + {c_2}^2 - 2\,v\,c_2\,cos.\,\delta}{2\,g\varepsilon}\right)\right] Q\gamma \\ &= \left[h + \left(\left(\frac{r_1}{r} - \theta\,cotg.\,\beta\right)^2 + \theta^2\left[\zeta_1 + \zeta_2\left(\frac{r_1 e}{r e\,sin.\,\delta}\right)^2\right]\right.\right.\\ &\qquad \left.\left. + \zeta_3\left[1 + \left(\frac{\theta r_1 e_1}{r e\,sin.\,\delta}\right)^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta\right]\right)\frac{v^2}{2\,g\varepsilon}\right] Q\gamma \\ &= 2\left(1 + \theta^2\,cotg.\,\beta^2 - \theta\frac{r_1}{r}\,cotg.\,\beta - \theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta\right)\frac{v^2}{2\,g\varepsilon}\,Q\gamma, \end{aligned}$$

und daher der Wirkungsgrad des Ventilators:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{g\varepsilon h}{\left(1 + \theta^2\,cotg.\,\beta^2 - \theta\frac{r_1}{r}\,cotg.\,\beta - \theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta\right)v^2} \\ &= {}^1/_2 \cdot \frac{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \theta^2\,cotg.\,\beta^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta - (\theta\chi + \zeta_3\xi)}{1 + \theta^2\,cotg.\,\beta^2 - \theta\frac{r_1}{r}\,cotg.\,\beta - \theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta}. \end{aligned}$$

Diese Ausdrücke für v, L und η gehen in die entsprechenden Formeln des §. 440 über, wenn man $\beta = \delta = 90^0$ also $cotg.\,\beta = cotg.\,\delta = 0$ setzt.

Für Blaseventilatoren, wo θ^2 sehr klein ist, kann man das Glied $\theta^2\chi$ ganz außer Acht lassen und statt

$$\begin{aligned} \zeta_3\xi &= \zeta_3\left[1 + \left(\frac{\theta r_1 e_1}{r e\,sin.\,\delta}\right)^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta\right] \\ &= \zeta_3\left(1 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{r e}\,cotg.\,\delta\right), \end{aligned}$$

daher die erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit

Digitized by Google

$$v = \sqrt{\frac{2g\varepsilon h}{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 + \theta^2 cotg.\beta^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\delta - \xi_3\left(1 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\,\delta\right)}}$$

ſetzen.

Um die Luft ohne Stoß in das Rad einzuführen, muß man $c\, cotg.\,\beta = r_1$. alſo

$$cotg.\,\beta = \frac{v_1}{c} = \frac{r_1}{r}\,\frac{v}{c} = \frac{r_1}{\theta r}, \text{ oder}$$

$$tang.\,\beta = \theta\left(\frac{r}{r_1}\right) \text{ machen.}$$

Dann iſt einfacher

$$v = \sqrt{\frac{2g\varepsilon h}{2\left(1 - \theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\,\delta\right) - (\theta^2\chi + \xi_3\xi)}}$$

und

$$\eta = \frac{1 - \theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\,\delta - {}^1/_2(\theta^2\chi + \xi_3\xi)}{1 - \theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\,\delta}$$

$$= 1 - {}^1/_2\,\frac{\theta^2\chi + \xi_3\xi}{1 - \theta\frac{r_1 e_1}{re} cotg.\,\delta}.$$

Damit bei einer gegebenen Radgröße und Windmenge Q, die Umfangsgeſchwindigkeit v und folglich auch die mit derſelben wachſenden Nebenhinderniſſe ſehr klein ausfallen, muß man $\theta\,\frac{r_1 e_1}{re}\, cotg.\,\delta$ möglichſt klein, alſo $\delta = 90$ Grad oder wenigſtens nahe 90 Grad machen.

Für dieſen Fall iſt die Umdrehungsgeſchwindigkeit

$$v = \sqrt{\frac{2g\varepsilon h}{2 - \left(\theta^2\left[\xi_1 + \xi_2\left(\frac{r_1 e_1}{re}\right)^2\right] + \xi_3\left[1 + \left(\frac{\theta r_1 e_1}{re}\right)^2\right]\right)}}$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = 1 - {}^1/_2\left(\theta^2\left[\xi_1 + \xi_2\left(\frac{r_1 e_1}{re}\right)^2\right] + \xi_3\left[1 + \left(\frac{\theta r_1 e_1}{re}\right)^2\right]\right).$$

Für Blaſeventilatoren, wo θ^2 ſehr klein iſt, läßt ſich einfacher

$$v = \sqrt{\frac{2g\varepsilon h}{2 - \xi_3}} \text{ und}$$

$$\eta = 1 - {}^1/_2\,\xi_3 \text{ ſetzen.}$$

Digitized by Google

Conſtruction der Ventilatoren.

In Folge der Zapfenreibung und andern Nebenhinderniſſe fällt allerdings der Wirkungsgrad η noch anſehnlich kleiner aus als dieſe Formel angiebt.

§. 443. Die vorſtehende Theorie ſetzt voraus, daß die Zwiſchenräume zwiſchen den Schaufeln des Ventilators wirkliche Röhren oder Canäle bilden, welches aber nur bei einer größeren Anzahl und Länge, ſowie bei einer mäßigen Krümmung und Abweichung der Schaufeln von der radialen Richtung möglich iſt. Bei den Ventilatoren wie ABC, Fig. 897, mit wenigen kurzen, ſtark gekrümmten und mit den Radumfängen kleine Winkel einſchließenden Schaufeln bilden dieſe Zwiſchenräume gar keine von der durchſtrömenden Luft vollſtändig ausgefüllte Canäle. Hier folgt die durchſtrömende Luft nur der concaven Seite der Schaufeln und nimmt nur die Theile BD, B_1D_1 vom ganzen Radumfange ein, wogegen die übrigen Theile DB_1, D_1B_2 u. ſ. w. von der wirbelnden Luft ausgefüllt werden. Um dieſe Luftwirbel vom Rade abzuhalten und dadurch auch das mit der ſchnellen Umdrehung der Ventilatoren verbundene Geräuſch derſelben zu vermindern, iſt es nöthig, den Querſchnitt der Ausmündungen am äußeren Radumfange zu verkleinern, welches nun entweder durch Abſperren der an den converen Seiten der Radſchaufeln anſtoßenden Bogen DB_1, D_1B_2 des äußeren Radumfanges, oder durch Zuſammenziehen der Radweite von innen nach außen bewerkſtelligt werden kann. Die letztere Einrichtung haben die Ventilatoren von L'loyd, welche in §. 446 beſchrieben werden. Die radial geſtellten ebenen Schaufeln geben bei gleicher Schaufelzahl die vollkommenſten Radcanäle; ſie haben aber wieder den Nachtheil, daß hier die Luft bei Annahme der Umdrehungsgeſchwindigkeit v_1 mit Stoß in das Rad eintritt, wobei der Arbeitsverluſt $\frac{v_1^2}{2g}Q\gamma$ ſtatthat, und daß die abſolute Austrittsgeſchwindigkeit $w=\sqrt{c_2^2+r^2}$,

Fig. 897.

und daher auch der hiervon abhängige Arbeitsverluſt im Diffuſer, $\zeta_3\frac{w^2}{2g}Q\gamma$ größer ausfällt, als bei einer ſchrägen Schaufelſtellung.

Wollte man die Luft ganz ohne Stoß in das Rad einführen, ſo müßte man dem Eintrittswinkel die durch die Gleichung

Digitized by Google

Conſtruction der Ventilatoren.

$$tang.\,\beta = \frac{c}{v_1} = \frac{r}{r_1}\,\frac{c}{v} = \theta\,\frac{r}{r_1}$$

beſtimmte Größe geben; nun haben wir aber oben für die gewöhnlichen Saugventilatoren, $\theta = 0{,}2$ und $\frac{r}{r_1} = 2$ gefunden, daher wäre hiernach für dieſe Räder

$$tang.\,\beta = 0{,}2\,.\,2 = 0{,}4,\ \text{d. i.}\ \beta = 21^{\circ}28';$$

da ferner nach dem Obigen für Blaſeventilatoren, $\theta = 0{,}03$ und $\frac{r}{r_1} = 3$ iſt, ſo würde für dieſe

$$tang.\,\beta = 0{,}03\,.\,3 = 0{,}09,\ \text{d. i.}\ \beta\ \text{gar nur} = 5^{\circ}10'$$

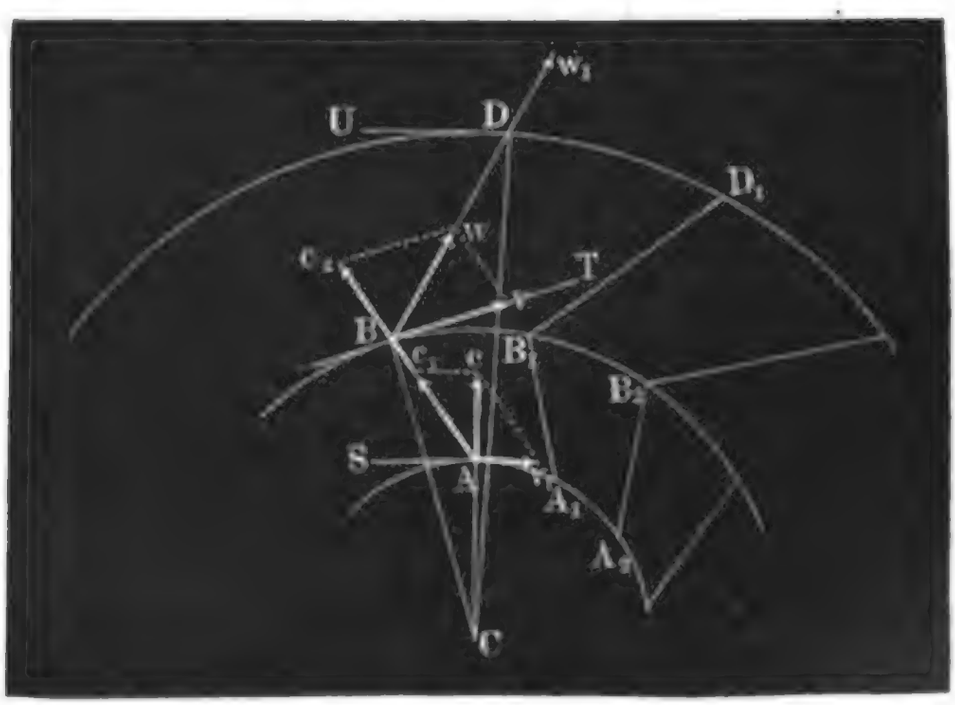
ſein müſſen.

Bei dieſen kleinen Schaufelwinkeln fallen aber die Schaufeln eines Ventilators von den gewöhnlichen Dimenſionen ſo krumm aus, daß ein Ausfluß am äußeren Radumfange mit gefülltem Querſchnitte, namentlich bei der gewöhnlichen kleinen Anzahl von Schaufeln, nicht möglich iſt. Aus dieſem Grunde giebt man dieſem Winkel die mittlere Größe $\beta = 40$ bis 60 Grad.

Ebenſo wird auch das volle Ausſtrömen am äußeren Radumfange durch die Verkleinerung des äußeren Schaufelwinkels δ ſehr gefährdet, und da ohnedies bei einem kleinen Werthe von δ und gegebener Radgröße, v ſehr groß ausfällt, ſo iſt es rathſam, dieſen Winkel nicht viel von einem Rechtwinkel abweichen zu laſſen, ihm etwa die Größe von 60 bis 80 Grad zu geben.

Bei Anwendung von geraden Schaufeln, wie AB, Fig. 898, iſt der äußere Schaufelwinkel $ABT = \delta$ vom inneren Schaufelwinkel $BAS = \beta$ abhängig und zwar durch die Gleichung:

Fig. 898.



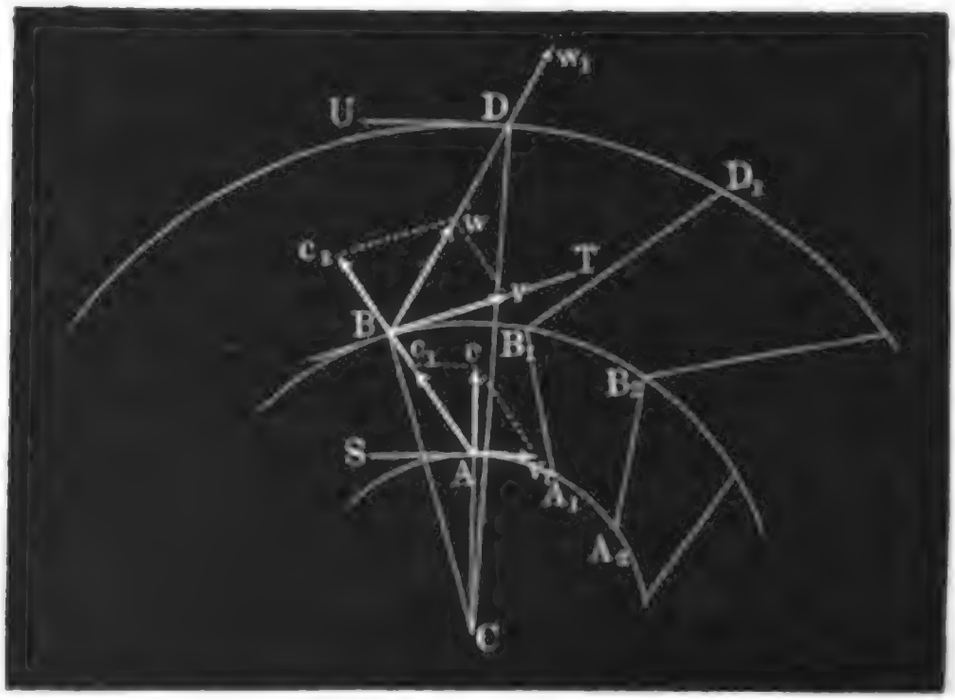
Digitized by Google

Conſtruction der Ventilatoren.

$$\frac{cos.\,\delta}{cos.\,\beta} = \frac{CA}{CB} = \frac{r_1}{r},$$

wie aus der Auflöſung des Dreieckes ABC mit den Seiten $CA = r_1$,

Fig. 899.



$CB = r$ und den Winkeln $CBA = 90^0 - \delta$ und $CAB = 90^0 + \beta$ hervorgeht.

Hiernach iſt nun

$$cos.\,\delta = \frac{r_1}{r}\,cos.\,\beta,$$

daher für Saugventilatoren:

$$cos.\,\delta = {}^1/_2\,cos.\,\beta$$

und für Blaſeventilatoren

$$cos.\,\delta = {}^1/_3\,cos.\,\beta,$$

z. B. für $\beta = 60^0$:

$$cos.\,\delta = {}^1/_3 \,.\, {}^1/_2 = {}^1/_6, \text{ alſo } \delta = 80^0\,24'.$$

Bei dieſer Schaufelform iſt das Geſchwindigkeitsverhältniß

$$\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1\,e_1\,sin.\,\beta}{r\,e\,sin.\,\delta} = \frac{e_1\,cos.\,\delta\,sin.\,\beta}{e\,cos.\,\beta\,sin.\,\delta} = \frac{c_1\,tang.\,\beta}{e\,tang.\,\delta}.$$

Wollte man, um einen Ausfluß am äußeren Radumfange mit gefülltem Querſchnitte zu erlangen, $c_2 \begin{matrix} = \\ < \end{matrix} c_1$ machen, ſo müßte das Verhältniß der äußeren zur inneren Radweite:

$$\frac{e}{e_1} > \frac{tang.\,\beta}{tang.\,\delta}$$

gemacht werden.

Digitized by Google

Bei Anwendung von krummen Schaufeln findet das angegebene Verhältniß zwiſchen $cos.\,\delta$, $cos.\,\beta$, r_1 und r nicht ſtatt; hier bleibt daher $\frac{c_2}{c_1} = \frac{r_1 e_1 \, sin.\,\beta}{r\,e\,sin.\,\delta}$, und es iſt folglich, um aus dem angegebenen Grunde $c_2 \lessgtr c_1$ zu erhalten, Conſtruction der Ventilatoren.

$$\frac{e}{e_1} = \frac{r_1 \, sin.\,\beta}{r \, sin.\,\delta}$$

zu machen.

Uebrigens laſſen ſich bei Conſtruction krummer Ventilatorſchaufeln mit Vortheil genau dieſelben Regeln anwenden, wie bei den Turbinenſchaufeln (ſ. Bd. II, §. 243), wenn man nur eine hinreichende Anzahl von Schaufeln (nicht unter 16) und eine Kranzbreite in Anwendung bringt, wobei die Radcanäle einen von innen nach außen abnehmenden Querſchnitt und eine Länge erhalten, welche die größte Weite derſelben mindeſtens zwei Mal enthält.

Damit der Luftſtrom ohne Contraction und Wirbelbildung in das Rad eintrete, iſt es noch nöthig, denſelben, ähnlich wie bei Turbinen das Waſſer, mittels eines beſonderen Einlaufes wie EE, Fig. 900, worin ſeine Bewegung aus der axiellen Richtung allmälig in eine radiale übergeht, dem Rade BB zuzuführen. Dieſer Einlauf muß nicht allein da, wo er ſich an das Rad anſchließt, gehörig abgerundet, ſondern auch möglichſt weit ſein, damit ſich die Luft mit einer mäßigen Geſchwindigkeit in demſelben bewege.

Fig. 900.

Wir haben oben angenommen, daß die Luft dem Rade mit derſelben Geſchwindigkeit zugeführt werde, mit welcher ſie in das Rad eintritt. Behalten wir dieſe Bedingung bei, und bezeichnen wir die halbe Weite DE des Einlaufes oder der Zuleitungsröhre durch r_0, ſowie den inneren Radhalbmeſſer CA durch r_1 und die Radweite KK_1 durch e_1, ſo erhalten wir dann unter der Vorausſetzung, daß die Luft auf beiden Seiten zugeführt werde, die Bedingung

$$2\,\pi r_0^2 = 2\,\pi r_1 e_1 \quad \text{oder} \quad r_0^2 = r_1 e_1,$$

und daher für die erforderliche Radweite, die einfache Beſtimmungsformel

Conſtruction der Ventilatoren.

$$e = \frac{r_0^2}{r_1}.$$

Um den Einlauf gehörig abrunden zu können, möchte $r_0 = 0{,}8\, r_1$ und daher $e = 0{,}64\, r_1$ oder circa $= {}^2/_3\, r_1$ zu nehmen ſein, um ſo mehr, da auch die Welle XX einen Theil vom Querſchnitte πr_0^2 des Einlaufes in Anſpruch nimmt. Dieſe Regel iſt wenigſtens bei den Saugventilatoren, wo das Verhältniß $\theta = \frac{c}{v}$ der Eintrittsgeſchwindigkeit viel größer iſt als bei Blaſeventilatoren, zu beachten. Bei den letzteren iſt $\theta = \frac{c}{v}$ zu klein, als daß auf die Art der Luftzuführung viel ankäme.

Rad- und Diffuſerſchaufeln

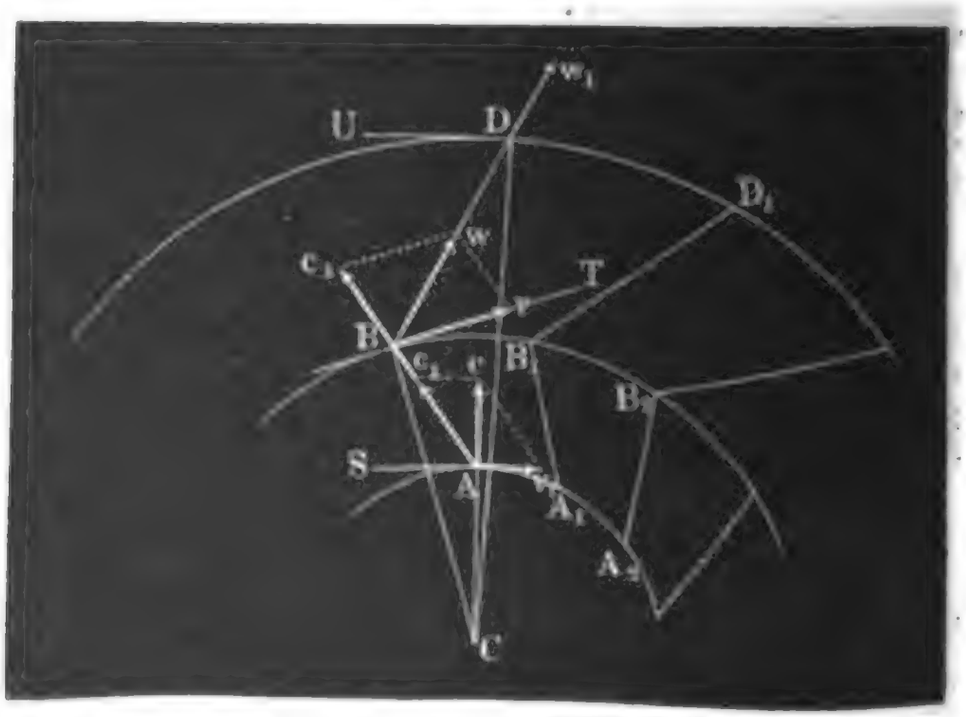
§. 444. Um bei den Saugventilatoren von der lebendigen Kraft, welche der mit der Geſchwindigkeit $w = \sqrt{c_2^2 + v^2 - 2\, c_2\, v\, cos.\, \delta}$ aus dem Rade ſtrömenden Luft zukommt, wenigſtens noch einen Theil nutzbar zu machen, ſoll man dieſelben ſtets mit einem Diffuſer umgeben, welcher, da wo er an das Rad anſtößt, mit demſelben einerlei Weite e hat, nach außen aber mit Vortheil noch etwas an Weite zunehmen kann.

Bezeichnet r_2 den Halbmeſſer CD, Fig. 901, und e_2 die äußere Weite eines ſolchen Diffuſers, ferner ι den Winkel vBw, unter welchem der Luftſtrom den inneren, ſowie ι_2 den Winkel BDU, unter welchem er den äußeren Umfang des Diffuſers durchſchneidet, und w_2 die Geſchwindigkeit, mit welcher die Luft aus dem Diffuſer ausſtrömt, ſo iſt

$$\frac{cos.\, \iota_2}{cos.\, \iota} = \frac{CB}{CD} = \frac{r}{r_2}$$

und

Fig. 901.



Digitized by Google

$$r_2 e_2 w_2 \sin. \iota_2 = r e w \sin. \iota = r e c_2 \sin. \delta,$$

Rad- und Diffuſerſchaufeln.

und daher

$$w_2 = \frac{r e}{r_2 e_2} \frac{\sin. \iota}{\sin. \iota_2} w = \frac{r e}{r_2 e_2} \frac{\sin. \delta}{\sin. \iota_2} c_2$$

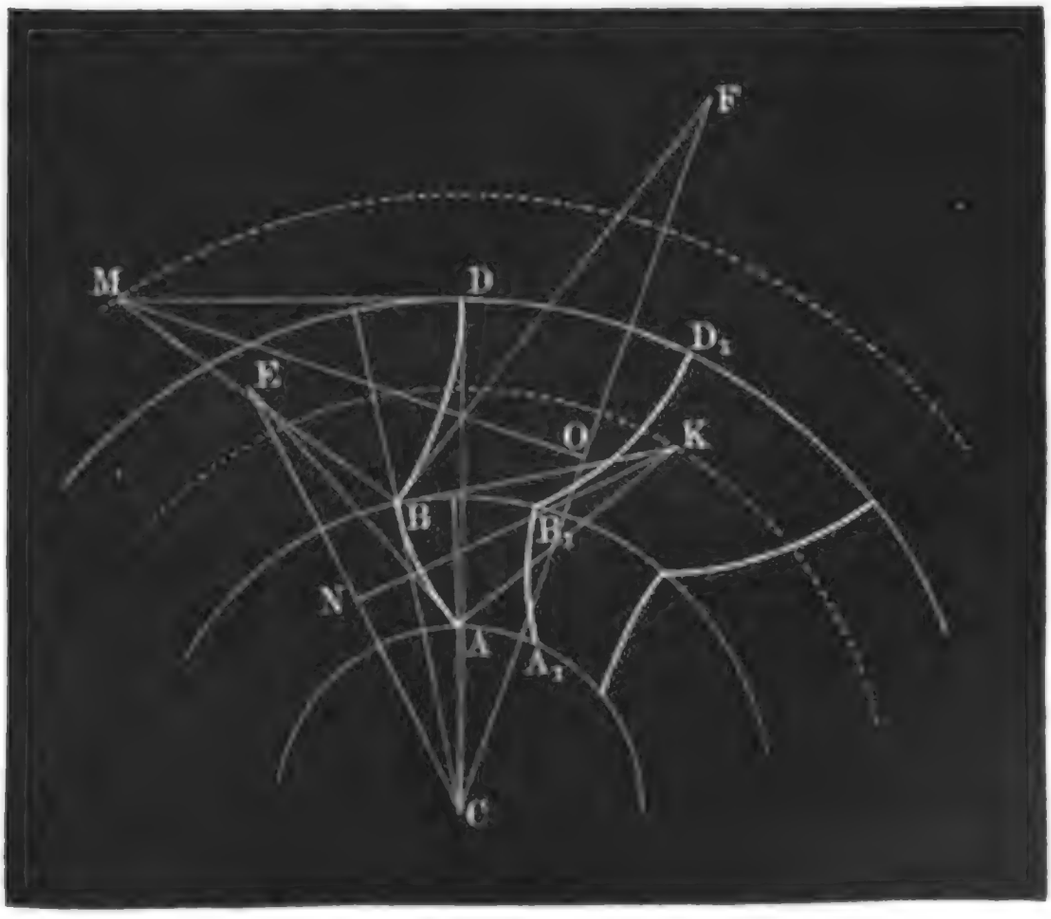
$$= \frac{e}{e_2} \frac{r \sin. \iota}{\sqrt{r_2^2 - (r \cos. \iota)^2}} w = \frac{e}{e_2} \frac{r \sin. \delta}{\sqrt{r_2^2 - (r \cos. \iota)^2}} c_2$$

(vergl. Bd. II, §. 254).

Es fällt hiernach die Ausſtrömungsgeſchwindigkeit der Luft aus dem Diffuſer und alſo auch der damit verbundene Verluſt an Arbeit um ſo kleiner aus, je größer der äußere Halbmeſſer (r_2) und die äußere Weite (e_2) des Diffuſers iſt. Durch Einſetzung von krummen Schaufeln läßt ſich jedenfalls die Nutzleiſtung eines Diffuſers noch mehr erhöhen. Bei Saugventilatoren, wo es nur darauf ankommt, die Wettern unmittelbar in die äußere Luft zu führen, ſind die Schaufeln rechtwinkelig gegen den äußeren Umfang des Diffuſers zu ſtellen; bei den Blaſeventilatoren, wo die ausgeblaſene Luft in einer Windleitung geſammelt wird, welche ſie nach einem gewiſſen Punkte führt, iſt es dagegen vortheilhafter, die Diffuſerſchaufeln mehr tangentiell auslaufen zu laſſen.

Die Schaufelconſtruction eines Saugventilators iſt aus Fig. 902 zu erſehen. Um zunächſt die Radſchaufel AB unter den gegebenen Winkeln

Fig. 902.

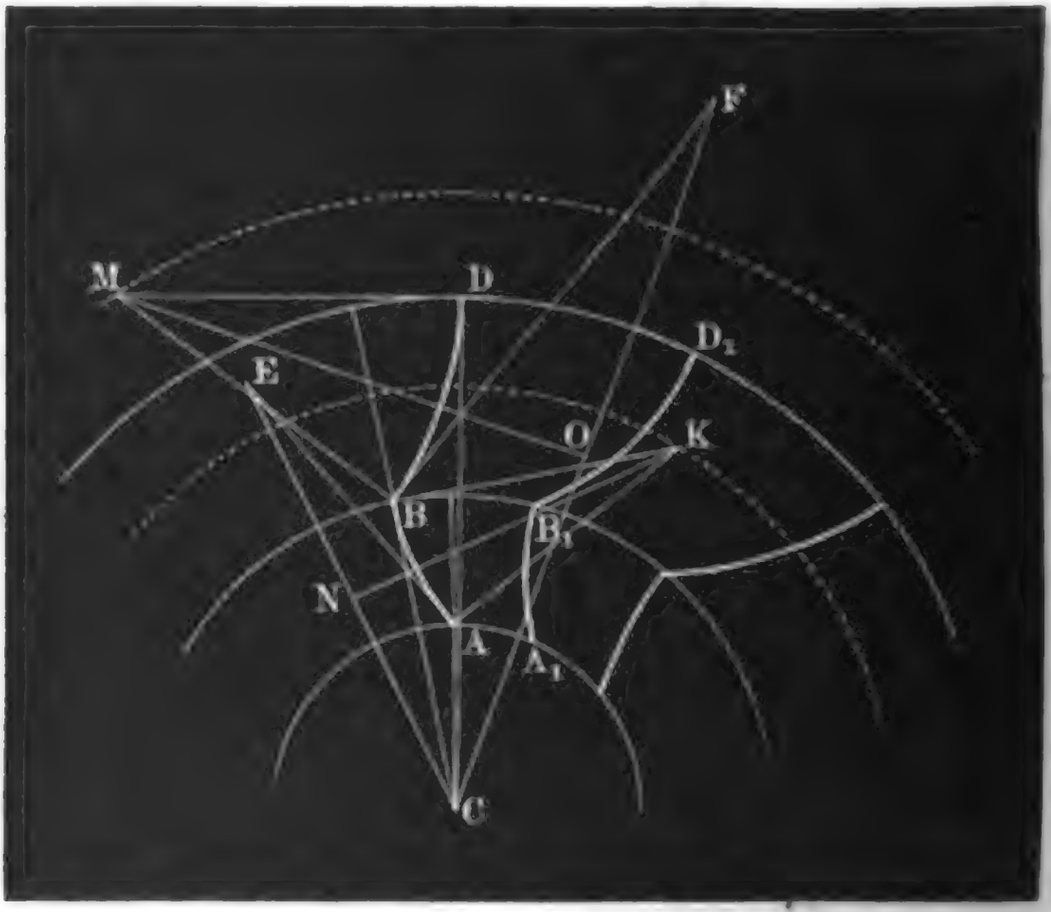


Digitized by Google

Rad- und Diffuſer-ſchaufeln

β und δ gegen den inneren und gegen den äußeren Radumfang zu ſtellen, ziehe man (in Uebereinſtimmung mit Bd. II, §. 243) AK rechtwinkelig auf die Schaufelrichtung in A, lege an AK den gegebenen äußeren Schaufelwinkel

Fig. 903.



$KAE = \delta$ (hier 90°) an, mache AE gleich dem äußeren Radhalbmeſſer $CB = r$, ziehe CE, halbire CE in N, und errichte in N das Perpendikel NK: dieſes durchſchneidet AK im Centrum des Kreisbogens AB, nach welchem die Radſchaufel zu krümmen iſt. Um dann noch die Diffuſerſchaufel BD zu erhalten, mache man die Gerade BF, welche die Richtung der abſoluten Austrittsgeſchwindigkeit angiebt und vom äußeren Radumfange um den durch die Formel

$$tang.\, \iota = \frac{c_2 \, sin.\, \delta}{v - c_2 \, cos.\, \delta}$$

beſtimmten Winkel $KBF = \iota$ abweicht, gleich dem Halbmeſſer CD des Diffuſers, ziehe CF, errichte in der Mitte O von CF ein Perpendikel OM und im Endpunkte B von BF das Perpendikel BM: beide Perpendikel durchſchneiden ſich in dem Mittelpunkte M des die Diffuſerſchaufel bildenden Kreisbogens BD, welcher den äußeren Umfang des Diffuſers rechtwinkelig durchſchneidet.

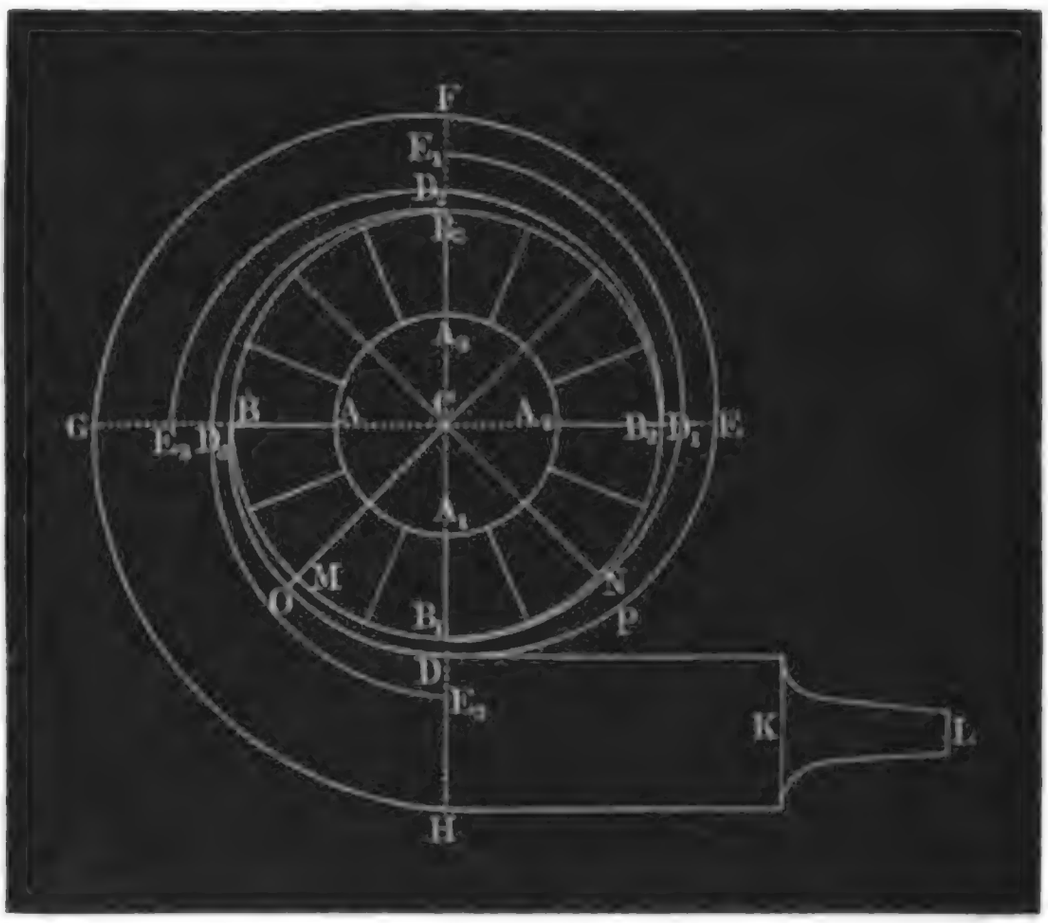
Die Conſtruction der Diffuſerſchaufeln eines Blaſeventilators hängt vorzüglich auch von der Weite der Windleitung HK, Fig. 904,

Digitized by Google

ab. Dieselbe läßt sich unter der Bedingung finden, daß man das Verhältniß $\psi = \frac{w_0}{v}$ der Windgeschwindigkeit in der Windleitung zur Umfangsgeschwindigkeit des Ventilators giebt. In der Regel wird es genügen,

Rad- und Diffuserschaufeln.

Fig. 904.



diesem Verhältnisse die Größe $\psi = 1/8$ zu geben. Mit Hülfe desselben bestimmt sich dann die Geschwindigkeit des Windes in der Windleitung $w_0 = \psi v$, und hieraus wieder mit Hülfe der gegebenen Windmenge Q, der Querschnitt der Windleitung:

$$S = \frac{Q}{w_0} = \frac{Q}{\psi v}.$$

Giebt man diesem Querschnitte die Form eines Rechteckes und macht man die Weite desselben gleich der Weite e des Rades, so folgt die Höhe der Windleitung:

$$DH = a = \frac{S}{e} = \frac{Q}{w_0 e} = \frac{Q}{\psi e v}.$$

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, ist zwar

$$w = \sqrt{v^2 + c_2^2 - 2 v c_2 \cos. \delta},$$

läßt sich aber annähernd, da c_2 nur ein kleiner Theil von v ist, $= v$

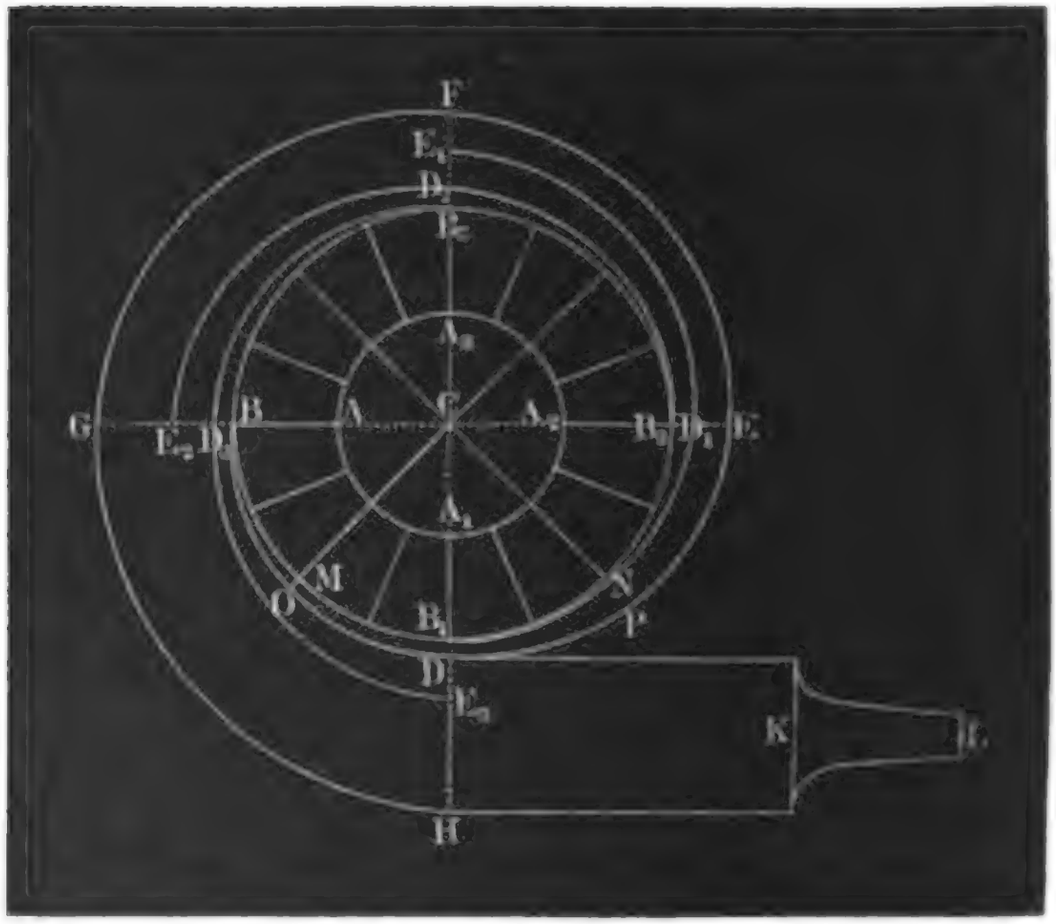
Digitized by Google

Rad- und Diffuſorſchaufeln.

ſetzen. Iſt nun n_1 die Anzahl der Schaufeln des Diffuſors, alſo $\frac{Q}{n_1}$ die Windmenge, welche ein Diffuſorcanal pr. Secunde in die Windleitung führt, ſo hat man folglich für die mittlere Höhe eines ſolchen Canales:

$$B_1 D = B_2 D_1 = a_1 = \frac{Q}{n_1 e v},$$

Fig. 905.



wogegen die Höhe der Ausmündung deſſelben in die Windleitung

$$D E_3 = D_1 E = a_2 = \frac{a}{n_1} = \frac{Q}{\psi n_1 e v} = \frac{a_1}{\psi}$$

iſt.

Hat man mit Hülfe dieſer Höhen die Punkte D und E einer Diffuſorſchaufel BDE beſtimmt, ſo iſt nur noch nöthig, ſowohl durch B und D eine archimediſche Spirallinie BOD als auch durch D und E eine archimediſche Spirallinie DPE zu legen (ſ. »Ingenieur« Seite 180). In der Praxis können aber auch dieſe Spirallinien durch Kreisbogen erſetzt werden. Zu dieſem Zwecke trägt man in der Mitte M des Bogens BB_1 die Ordinate $MO = {}^1/_2 B_1 D = {}^1/_2 a_1$ auf, legt durch die Punkte B, O und D einen Kreisbogen BOD, und ſchließt an denſelben tangential einen anderen Kreisbogen DPE an. Auf dieſelbe Weiſe conſtruirt man auch die übrigen Schaufeln $B_1 D_1 E_1$ u. ſ. w. Endlich ſetzt man den

Digitized by Google

Umfang des ganzen Ventilatorgehäuses, mit Ausnahme des Schaufelbogens, DE aus den mit D_1E_1, D_2E_2 und D_3E_3 parallel laufenden Bogen EF, FG und GH zusammen. Rad- und Diffuserschaufeln.

Beispiel. Ein Blaseventilator soll bei einer Windpressung von $h = 10$ Zoll Wassersäule, ein Windquantum von $Q = 10$ Cubikfuß pr. Secunde zum Betriebe von einem Cupolofen erzeugen, und man beabsichtigt denselben mit sechszehn ebenen Schaufeln auszurüsten, welche unter einem Winkel $\beta = 56$ Grad an den inneren Radumfang anstoßen. Bringen wir den Halbmesser $\frac{r_1}{r} = \frac{1}{2}$ in Anwendung, so gilt für den äußeren Schaufelwinkel die Gleichung

$$\frac{\cos.\delta}{\cos.\beta} = \frac{r_1}{r} = \frac{1}{2},$$

wonach $\cos.\delta = \frac{1}{2}\cos.\beta = \frac{1}{2}\cos.56^0 = \frac{0{,}5592}{2} = 0{,}2796$ und $\delta = 73^0 46'$ folgt.

Machen wir ferner das Geschwindigkeitsverhältniß $\theta = \frac{c}{v} = 0{,}03$, und das Verhältniß der äußeren Radweite e zur inneren Radweite, um die Austrittsgeschwindigkeit der Luft gleich der Eintrittsgeschwindigkeit zu erhalten, $\frac{e}{e_1} = \frac{tang.\beta}{tang.\delta} = 1{,}4826 \,.\, 0{,}2912 = 0{,}4317$ und setzen wir θ^2, sowie $\zeta_1 = \zeta_2 = 0$, dagegen $\zeta_3 = 0{,}50$, so erhalten wir für die erforderliche Umdrehungsgeschwindigkeit dieses Ventilators:

$$v = \sqrt{\frac{2gh}{2 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{re}\,cotg.\,\delta - \zeta_3\left(1 - 2\theta\frac{r_1 e_1}{re}\,cotg.\,\delta\right)}}$$

$$= \sqrt{\frac{62{,}5 \,.\, 800 \,.\, \frac{5}{6}}{2 - 0{,}25 - 0{,}06 \,.\, \frac{1}{2} \,.\, 2{,}316 \,.\, 0{,}2912 - 0{,}50 \,.\, (1 - 0{,}06 \,.\, \frac{1}{2} \,.\, 2{,}316 \,.\, 0{,}2912)}}$$

$$= \sqrt{\frac{41670}{1{,}75 - 0{,}03 \,.\, 0{,}6744 - 0{,}5 \,.\, (1 - 0{,}0202)}} = \sqrt{\frac{41670}{1{,}730 - 0{,}490}}$$

$= 183{,}3$ Fuß.

Hieraus folgt nun die Eintrittsgeschwindigkeit

$$c = \theta v = 0{,}03 \,.\, 183{,}3 = 5{,}5 \text{ Fuß},$$

und die relative Geschwindigkeit der Luft in den Radcanälen

$$c_1 = c_2 = \frac{c}{\sin.\beta} = \frac{5{,}5}{\sin.56^0} = 6{,}634 \text{ Fuß}.$$

Die innere Radgeschwindigkeit ist

$$v_1 = \frac{r_1}{r} v = \frac{1}{2} \,.\, 183{,}3 = 91{,}65 \text{ Fuß},$$

und daher die Geschwindigkeit, welche die Luft beim Eintritte in das Rad in tangentieller Richtung plötzlich anzunehmen genöthigt ist:

$v_1 - c\,cotg.\,\beta = 91{,}65 - 5{,}5\,cotg.\,56^0 = 91{,}65 - 3{,}71 = 87{,}94$ Fuß.

Es wird also durch die schräge Schaufelstellung diese Geschwindigkeit und der ihr entsprechende Arbeitsverlust wenig vermindert.

Machen wir die innere Radweite $e_1 = \frac{3}{4} r_1$, so erhalten wir, da $2\pi r_1 e_1 c = Q$ ist, die Größe des inneren Radhalbmessers

Digitized by Google

Rad- und Diffuserschaufeln

$$r_1 = \sqrt{\frac{2\,Q}{3\,\pi\,c}} = 0{,}4607\,\sqrt{\frac{Q}{c}} = 0{,}4607\,\sqrt{\frac{10}{5{,}5}} = 0{,}4607\,.\,1{,}348 = 0{,}621 \text{ Fuß}$$
$$= 7{,}45 \text{ Zoll.}$$

Nehmen wir zur Sicherheit, $r_1 = 8$ Zoll an, so folgt $r = 16$ Zoll und die Radhöhe $2\,r = 32$ Zoll, ferner die innere Radweite $e_1 = {}^2/_3 r_1 = 6$ Zoll und die äußere Radweite $e = 0{,}4317\,e = 2{,}59$ Zoll, wofür wir aber 3 Zoll annehmen wollen. Die Zuleitungsröhre oder der Einlauf möge, um sie gehörig abrunden zu können, die Weite $2\,r_0 = {}^3/_4\,.\,2\,r_1 = 12$ Zoll erhalten. Ferner ist für die Weite der Windleitung $= e = 3$ Zoll, die Höhe derselben

$$a = \frac{Q}{\psi\,e\,v} = \frac{10}{{}^1/_8\,.\,{}^1/_4\,.\,183{,}3} = \frac{320}{183{,}3} = 1{,}75 \text{ Fuß} = 21 \text{ Zoll;}$$

giebt man ferner dem Diffuser vier Schaufeln, wie Fig. 905 darstellt, so erhält man den kleinsten Abstand je zweier Schaufeln von einander:

$$a_1 = \frac{Q}{n_1\,e\,v} = \frac{10\,.\,12}{4\,.\,{}^1/_4\,.\,183{,}3} = \frac{120}{183{,}3} = {}^2/_3 \text{ Zoll,}$$

und dagegen den größten Abstand derselben von einander:

$$a_2 = \frac{a}{n_1} = {}^{21}/_4 = 5{}^1/_4 \text{ Zoll.}$$

Die Anzahl der Umdrehungen des Rades pr. Minute ist

$$u = \frac{30\,v}{\pi\,r} = \frac{9{,}55\,.\,183{,}3}{{}^4/_3} = 1313.$$

Endlich ist der erforderliche Querschnitt der Düsenmündungen:

$$F_\mu = \frac{10\,.\,144}{\mu\sqrt{2\,g\,e\,h}} = \frac{10\,.\,144}{0{,}92\,\sqrt{62{,}5\,.\,800\,.\,{}^5/_6}} = \frac{10{,}87\,.\,144}{\sqrt{41667}} = 7{,}668 \text{ Quadratzoll,}$$

und daher bei Anwendung von einer Düse, der Durchmesser derselben

$$d = 3{,}125 \text{ Zoll.}$$

Verschiedene Ventilatoren.

§. 445. Folgendes enthält die Beschreibung und Abbildungen einiger ausgeführten Ventilatoren.

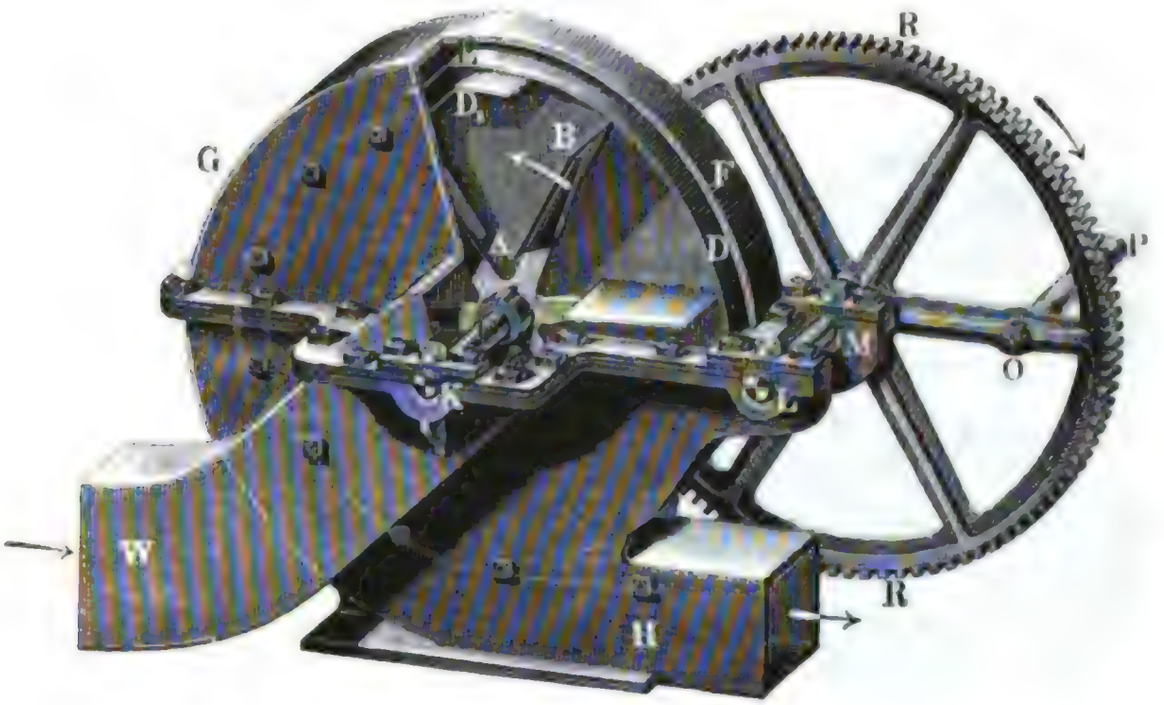
In Fig. 906 ist ein vom Herrn Oberkunstmeister Schwamkrug construirter Grubenventilator für Handbetrieb, welcher ebensogut als Bläser wie als Sauger gebraucht werden kann, monodimetrisch abgebildet. Das gußeiserne Radgehäuse FGH ist aus zwei Theilen zusammengesetzt, welche mittels diametraler Flantschen und einer Einlage von in Firnißkitt getränkten Tuch- oder Pappstreifen auf einander zu liegen kommen und durch Schrauben fest mit einander verbunden werden. Mit dem unteren Theile bildet sowohl das radiale Saug- oder Zuleitungsrohr W als auch das tangentiale Blase- oder Ableitungsrohr H ein Ganzes. Das Rad hat eine Höhe von 28 Zoll (zu je 2,381 Centimeter) und besteht aus sechs Blechschaufeln wie AB von 8 Zoll Breite und Höhe, und die Welle C desselben läuft in Lagern wie K, welche an dem unteren Theile des Gehäuses angegossen und mit bronzenen Lagerschalen ausgefüttert sind. Eine andere Welle LM außerhalb des Gehäuses trägt ein Zahnrad RR mit 102 Zähnen, welches in ein (nicht sichtbares) Getriebe mit 12 Zähnen eingreift und mittels der Stille OP

Digitized by Google

von einem Arbeiter in Umdrehung geſetzt wird. Der Diffuſer im inneren Umfange des Gehäuſes enthält drei Blechſchaufeln wie DE, und bildet vier Luftcanäle, welche ſich von $^3/_4$ Zoll allmälig auf 2 Zoll erweitern und

Verſchiedene Ventilatoren.

Fig. 906.



die Luft in das 7 Zoll hohe und 8 Zoll weite Ableitungsrohr H führen (ſ. Jahrbuch für den Berg- und Hüttenmann auf das Jahr 1855, Freiberg ꝛc.).

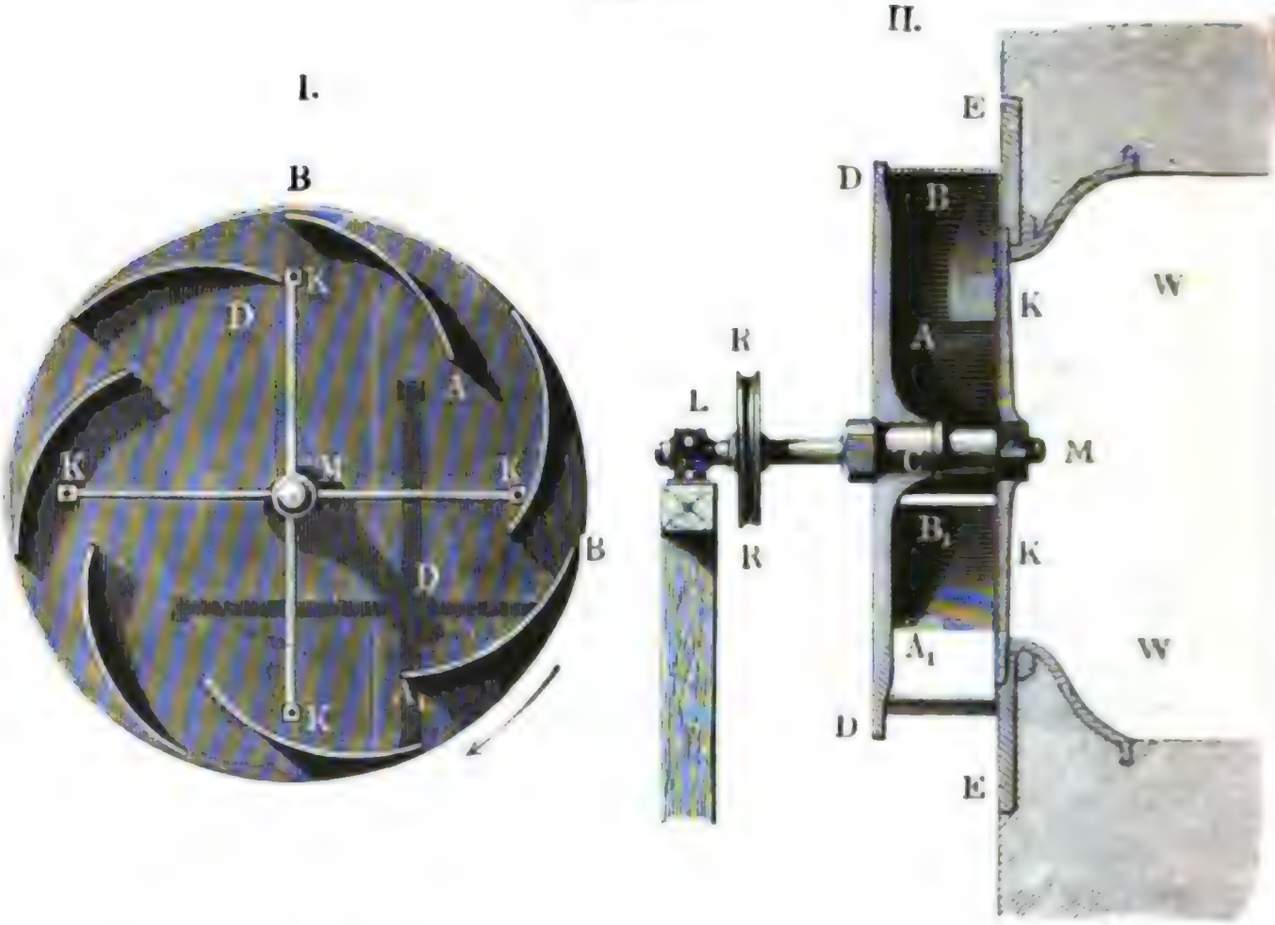
Die Combes'ſchen Saugventilatoren, wovon Fig. 907, I und II (a. f. S.) einen Quer- und einen Längendurchſchnitt vor Augen führt, unterſcheiden ſich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch die krummen Schaufeln mit kleinen Schaufelwinkeln (β und δ). Dieſer Ventilator beſteht aus einem Rade mit acht krummen Blechſchaufeln AB, A_1B_1 ..., welche einerſeits auf einem Teller DD befeſtigt ſind und auf der anderen Seite an einem feſtſtehenden Kranze nahe vorbeigehen. Dieſer Ventilator iſt dazu beſtimmt, pr. Secunde 1 bis 2 Cubikmeter Luft, unter einer Preſſungsdifferenz von 2 Meter Luft- oder 2,5 Millimeter Waſſerſäule, durch den Canal WW anzuſaugen und an ſeinem Umfange auszuſtoßen. Die Höhe dieſes Rades iſt 1,2 Meter, die Weite deſſelben 0,22 Meter und die Weite des Saugcanales beim Eintritt in das Rad, 0,88 Meter.

Der innere Schaufelwinkel β beträgt $23^0\,16'$, der äußere, $\delta = 0$ Grad. Nach der Berechnung ſoll dieſer Ventilator bei 124 bis 172 Umdrehungen pr. Minute, die angegebene Luftmenge ausſaugen (ſ. Aérage des Mines par M. Combes, Tome XVIII des Annales des Mines). Die Welle LM dieſes Ventilators wird mittels des Riemenrades RR in Umdrehung

Verschiedene Ventilatoren.

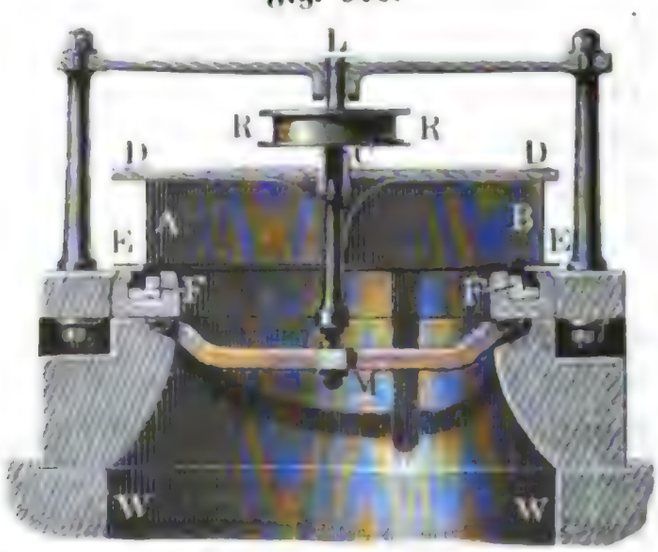
gesetzt und ruht in den Lagern L und M wovon das letztere von dem an der Umfangsmauer von WW befestigten Kreuze KK getragen wird.

Fig. 907.



Wenn diese Ventilatoren am Ende eines aufrecht stehenden Saugcanales, z. B. über einer Schachtmündung, stehen, so stellt man ihre Axe LM, wie z. B. Fig. 908 vor Augen führt, senkrecht. Der abgebildete Ventilator dient als Wetterſauger und beſteht aus drei Blechſchaufeln, welche ſich unter einem Winkel von 60 39′ an den inneren Radumfang anſchließen und am äußeren Radumfange tangential auslaufen. Dieſelben ſind oben von einem Teller DD und unten von einem Kranze EE begrenzt. Der erſtere beſteht aus einem ſechsarmigen ſchmiedeeiſernen Gerippe und aus zwei Blechdecken, wogegen der letztere einfach aus Blech zuſammengenietet iſt. Um das Rad unter dieſem Kranze luftdicht abzuſchließen, iſt auf dem letzteren noch ein Blech-

Fig. 908.



Digitized by Google

cylinder FF befeſtigt und letzterer in das Waſſer eingetaucht, womit eine rings um WW laufende Rinne angefüllt iſt. Der äußere Radhalbmeſſer mißt 0,85 Meter und der innere 0,68 Meter, und die Weite des Rades iſt 0,340 bis 0,355 Meter. Dieſer Ventilator ſaugt bei einer Preſſungsdifferenz von 0,013 bis 0,0379 Meter Waſſerſäule, und bei 413 bis 542 Umdrehungen pr. Minute, 2,41 bis 4,57 Cubikmeter Wettern, aus dem Schachte WW, wobei er mit dem Wirkungsgrade 0,19 bis 0,22 arbeitet. Dieſe kleine Nutzleiſtung der Combes'ſchen Ventilatoren hat jedenfalls in der kleinen Schaufelzahl und in der nahe tangentiellen Schaufelſtellung, wobei die Luft bei ihrer Bewegung von innen nach außen nur zum kleinſten Theile der Richtung der Schaufel folgt, und die Anzahl der Umdrehungen im Vergleiche zur Preſſungsdifferenz eine große iſt, ihren Grund. Auch hat man den Waſſerabſchluß deſſelben wieder ganz abgeworfen. Verſchiedene Ventilatoren.

Da die Ventilatoren mit krummen Schaufeln den Erwartungen nicht entſprochen haben, ſo iſt man in der neueren Zeit wieder zu den Ventilatoren mit geraden Schaufeln zurückgekehrt. Namentlich werden die Ventilatoren von Letoret in Belgien zum Wetterſaugen vielfach angewendet. Dieſe Ventilatoren haben bei einem äußeren Halbmeſſer von 1,3 bis 1,4 Meter, vier Schaufeln von 1,15 bis 1,20 Meter Länge und 0,80 bis 1,00 Meter Breite und geben bei 228 bis 266 Umdrehungen, unter einer Preſſungsdifferenz von 0,040 bis 0,058 Meter Waſſerſäule, pr. Minute 3,6 bis 6,9 Cubikmeter Luft, wobei ſie jedoch nur 26 bis 34 Procent des geſammten Kraftaufwandes nutzbar machen. Uebrigens ſind die Schaufeln der Letoret'ſchen Ventilatoren verſtellbar, auch ſaugen dieſelben die Wettern von beiden Seiten her ein.

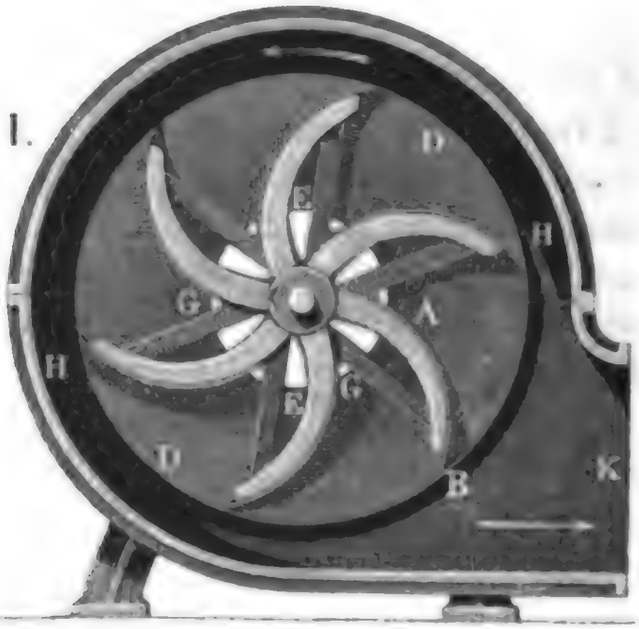
§. 446. Eine eigenthümliche Conſtruction hat der L'loyd'ſche Ventilator in Fig. 909 I und II (a. f. S.), wo I den verticalen und II den horizontalen Querſchnitt darſtellt. Das Rad dieſes Ventilators beſteht aus ſechs gebogenen Blechſchaufeln, wie AB, welche auf einem gußeiſernen Gerippe GG aufgeſchraubt und an den Seiten von zwei koniſchen Blechſcheiben DD, D_1D_1 bedeckt ſind. Daſſelbe iſt in einem gußeiſernen Gehäuſe HH eingeſchloſſen, welches aus vier Theilen zuſammengeſchraubt und bei K mit der Windleitung verbunden wird. Die kreisförmigen Einmündungen des Rades ſind von Metallringen EE, E_1E_1 umgeben, welche nahe vor den gußeiſernen Ringen FF, F_1F_1 vorbeigehen, wodurch die Einmündungen in das Gehäuſe begrenzt werden. Die Welle C des Rades ruht bei L, L_1 in metallenen Lagern und wird mittels eines Riemens durch die Riemenſcheibe R u. ſ. w. in Umdrehung geſetzt. Die Umſchließung der Schaufeln durch die koniſchen Kränze hat den Zweck, den Querſchnitt der Austrittsöffnungen, ſowie auch jeden anderen kreisförmigen Querſchnitt des Rades gleich dem der beiden Eintrittsöffnungen zu machen. Man verhindert dadurch die Bildung

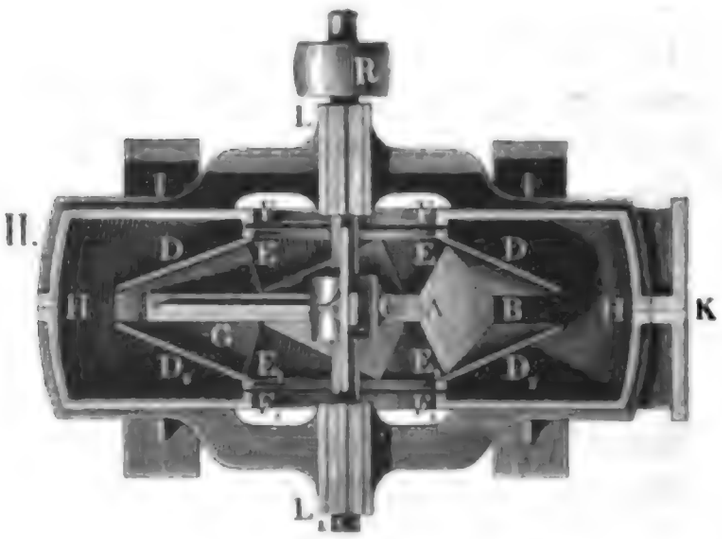
Digitized by Google

Verſchiedene Ventilatoren.

des Luftwirbels im Rade und das mit demſelben verbundene Geräuſch. Jedenfalls hat aber dieſer Ventilator noch den Mangel, daß das Gehäuſe am Umfange des Rades viel weiter iſt als das Rad, und daher bei der Bewegung der Luft aus dem Rade ins Gehäuſe ein mit Druckverluſt verbundener Wirbel entſteht. Dieſer Ventilator ſoll bei einem Raddurchmeſſer von 3 Fuß und bei 1400 Umdrehungen pr. Minute, durch eine 7 zollige Düſe, Wind von 16 Zoll Ueberdruck auszublaſen vermögen (ſ. Dingler's polytechn. Journal Bd. 142). Der Ventilator von Ducommun und Dupied iſt von dem L'loyd'ſchen Ventilator nicht weſentlich verſchieden.

Fig. 909.





Der Schwarzkopf'ſche Ventilator, welcher im nördlichen Deutſchland vielfach angewendet wird, iſt ebenfalls ganz eigenthümlich conſtruirt. Derſelbe iſt in Fig. 910 in einem verticalen Axenſchnitt dargeſtellt, während Fig. 911 und Fig. 912 die Querſchnitte vom Rade und vom Gehäuſe deſſelben vor Augen führen. Das ganze Flügelrad *BCB* iſt aus einem Stücke in Gußeiſen hergeſtellt, hat gewöhnlich eine Höhe von 24 bis 36 Zoll und beſteht aus neun Flügeln, welche wie *AB*, Fig. 911, an den Enden *B* entgegengeſetzt der Bewegungsrichtung gekrümmt ſind. Dieſes Rad ſitzt mit der Nabe *C* auf der Welle *LM* feſt, deren Zapfen nach der ſogenannten Antifrictionscurve conſtruirt ſind und mit den Enden in Oelkammern eintauchen. Das Radgehäuſe beſteht aus zwei in einer verticalen Ebene zuſammengeſchraubten Hälften *GG* und *HH*, wovon die erſtere die Einſtrömungsöffnung *WW* der Luft und die

Digitized by Google

andere die an die Windleitung anſtoßende Ausſtrömungsmündung FF des Windes enthält. Dieſer Theil des Gehäuſes iſt auch mit neun Leitſchaufeln, wie DE, DE..., Fig. 912, verſehen, und trägt zugleich das eine Zapfen-

Ausgeführte Ventilatoren.

Fig. 910.

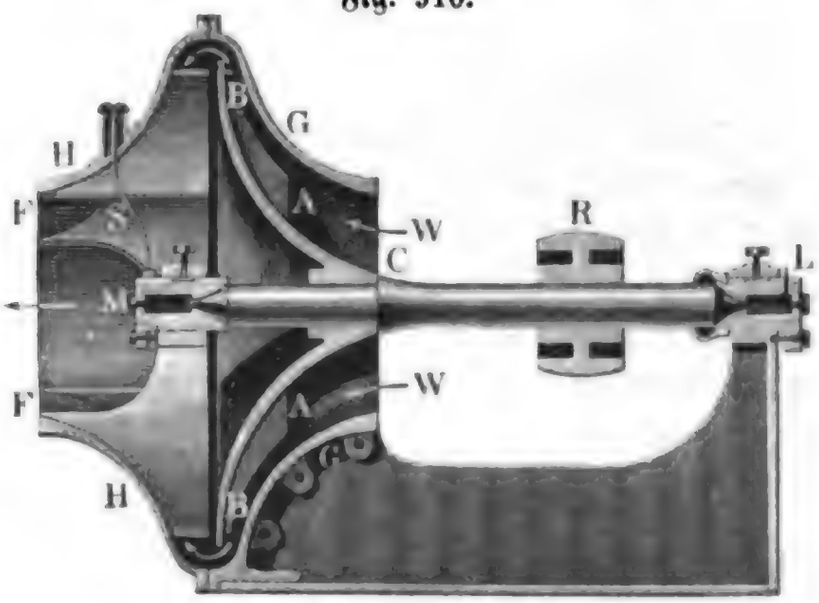
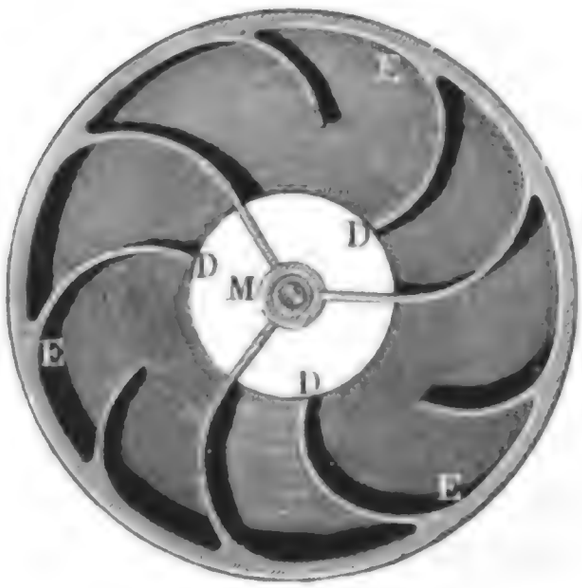


Fig. 911.

Fig. 912.



lager M der Flügelwelle. Dieſes Lager wird durch das Schmierrohr S mit Oel verſorgt, wogegen für die Oelkammer des Lagers L, zum Eingießen des Oeles nur ein Loch nöthig iſt. Noch ſieht man in R die Riemenſcheibe, wodurch die Welle in Umdrehung geſetzt wird. Es iſt leicht zu ermeſſen, wie hier die Luft durch die Radſchaufeln in Umdrehung geſetzt, und durch die Centrifugalkraft in den ringförmigen Raum am Umfange des Rades getrieben, ſowie ſie durch die Leitſchaufeln wieder der Umdrehungsgeſchwindigkeit beraubt und eine progreſſive Ausſtrömungsbewegung anzunehmen genöthigt

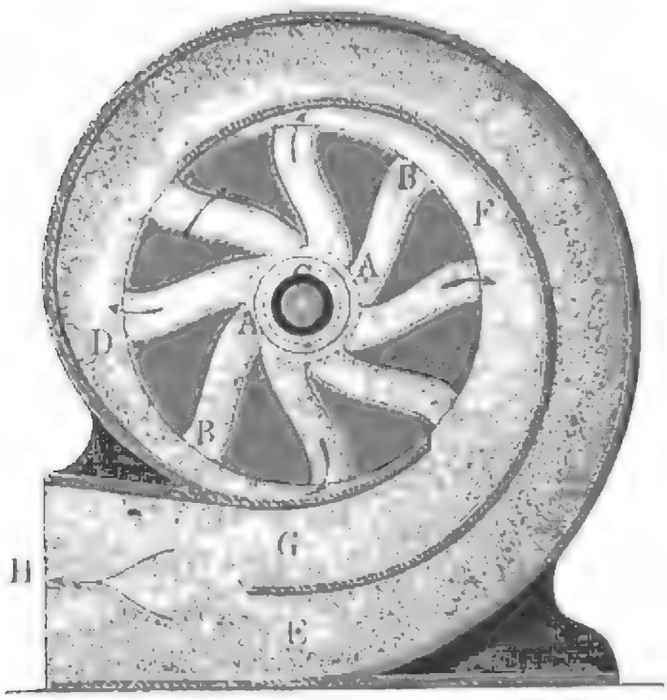
Digitized by Google

Ausgeführte Ventilatoren.

wird. Ein ſolcher Ventilator von 36 Zoll Durchmeſſer verſorgt bei 30 bis 32 Umdrehungen pr. Minute, einen oder zwei Cupolöfen mit dem nöthigen Wind, und zwar im erſten Falle, beim Ausblaſen durch eine ſechszöllige Düſe, mit Wind von 15 Zoll, und im zweiten Falle, beim Ausblaſen durch zwei ſolche Düſen, mit Wind von 12 Zoll Waſſerdruck (ſ. Romberg's Zeitſchrift für prakt. Baukunſt 1855. Auch Wiebe's Handbuch der Maſchinenkunde Bd. I: die Maſchinenbaumaterialien).

Unter den vielen Ventilatorconſtructionen hat vorzüglich die eine von Downie (ſ. Civil-Eng. and Archit. Jour. 1858, oder polytechn. Centralblatt 1858), mit den Turbinenconſtructionen die meiſte Aehnlichkeit. Der Downie'ſche Ventilator *BCB*, Fig. 913, beſteht hier aus acht getrennten Radcanälen wie *AB*, *AB* von faſt conſtanter Weite, und das Gehäuſe deſſelben iſt durch einen Spiralſcheider in zwei Canäle *DE* und *FG* getheilt, welche den Wind bei *E* und *G* in die Windleitung *H* führen. Es iſt zu erwarten, daß hier die Radcanäle ohne Bildung von Wirbeln von der Luft durchlaufen werden.

Fig. 913.



Der ſogenannte Hochdruckventilator von Rittinger unterſcheidet ſich von den gewöhnlichen Ventilatoren vorzüglich durch ſeine Größe und durch die große Anzahl der am äußeren Radumfange radial auslaufenden Schaufeln. Das Rad beſteht hier aus einer gußeiſernen Scheibe von 1,6 Meter Durchmeſſer, einem blechernen Kranze mit der Einſtrömungsmündung von 0,36 Meter Durchmeſſer, und aus 24 Blechſchaufeln, welche den 9 Centimeter weiten Zwiſchenraum zwiſchen dem Teller und dem Kranze einnehmen. Uebrigens iſt das ganze Rad von einem gußeiſernen Gehäuſe umgeben, welches aus zwei Theilen zuſammengeſchraubt wird, wovon der eine nahe an der Nabe, womit der Radteller auf der Welle feſtſitzt, anſchließt, und der andere mit dem halsförmigen Einlaufe ein Ganzes bildet, welcher in einer ſchmalen Ringfläche an den Radkranz anliegt (ſ. Rittinger's Centrifugalventilatoren u. ſ. w., Wien 1858).

Bei den mit dieſem Ventilator ausgeführten Verſuchen ergab ſich, daß bei 730 bis 1060 Umdrehungen pr. Minute, 33,4 bis 46,8 Cubikmeter Wind

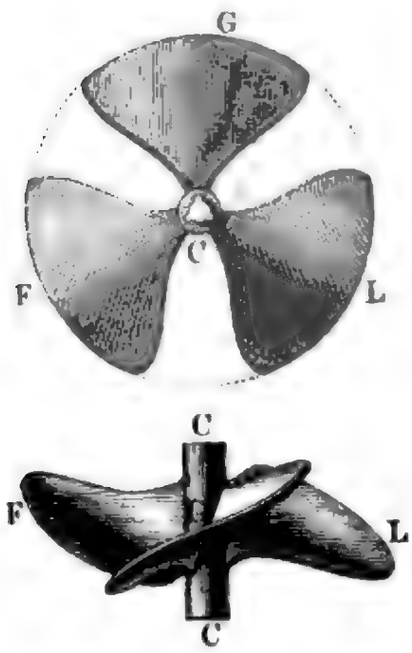
Digitized by Google

von 0,300 bis 0,590 Meter Waſſerdruck ausgeblaſen wurden, jedoch der Wirkungsgrad nur 0,28 bis 0,30 ausfiel. Ausgeführte Ventilatoren.

Um höhere Preſſungen zu erzeugen, iſt es nöthig, zwei ſolche Ventilatoren ſo mit einander arbeiten zu laſſen, daß der eine dem anderen den Wind durch den Einlauf zuführt.

§. 447. Die Bewegung der Luft mittels rotirender Ventilatoren iſt nicht an die Wirkung der Centrifugalkraft gebunden; es kommt hierbei nur darauf an, daß ſich die Flügel in einer Richtung bewegen, welche mit der Fläche derſelben einen ſchiefen Winkel einſchließen. Wie ein Flügelrad durch den Wind bewegt wird, ebenſo läßt ſich die Luft durch ein mittels einer anderen Kraft in Umdrehung geſetztes Flügelrad fortbewegen. Es iſt daher ein gewöhnliches Flügelrad ein anderes einfaches Mittel zum Fortſchaffen der Luft oder zur Erzeugung von Wind. Beſondere Aehnlichkeit hat ein ſolches Flügelrad mit der ſogenannten Waſſerſchraube der Dampfſchiffe, wie FGL, Fig. 914. Wird dieſes Rad in ein cylindriſches Gehäuſe gebracht und um ſeine Axe CC umgedreht, ſo ſaugt daſſelbe an der Seite, wo ſeine Flügelflächen mit der Umdrehungsbewegung einen ſtumpfen Winkel bilden, Luft ein und bläſt dieſelbe an der Seite, wo dieſe Flächen mit der Umdrehungsbewegung einen ſpitzen Winkel einſchließen, aus, und es entſteht dadurch ein ſtetiger Luftſtrom in der Richtung der Radaxe. Windradventilator.

Fig. 914.



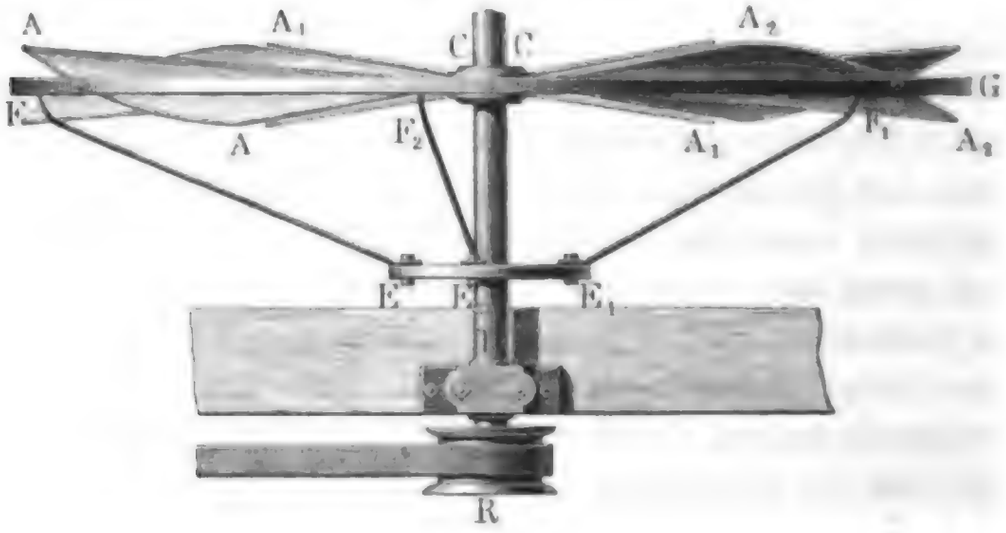
Ein ſehr einfaches Wetterrad mit Windflügeln iſt von Leſoine angegeben worden und wird auf der Kohlengrube Grand-Bac bei Lüttich zum Wetterſaugen angewendet. Dieſer Ventilator hat ſechs windſchiefe Flügel, wie ACA, A_1CA_1, A_2CA_2, Fig. 915 (a. f. S.), aus Eiſenblech von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Millimeter Dicke. Dieſelben ſind auf ſchmiedeeiſernen Armen aufgenietet und letztere mit einer auf der Welle CD feſtſitzenden Nabe CC, ſowie mit einem das ganze Rad umſchließenden Kranz FG, welcher mittels der Arme EF, E_1F_1, E_2F_2 u. ſ. w. getragen wird, feſt verbunden. Uebrigens ſind dieſe Flügel an der Nabe CC unter einem Winkel von 18 bis 19 Grad, und am Kranze FG unter einem ſolchen von 6 bis 7 Grad gegen die Umdrehungsebene geneigt. Die Umdrehung dieſes Ventilators erfolgt durch ein Riemenrad R u. ſ. w.; da aber der Riemen leicht rutſcht, ſo hat man bei dem ſpäter conſtruirten Ventilator

Digitized by Google

Windradventilator.

zu Val-Benoit das Riemenvorgelege durch ein Zahnradvorgelege erſetzt (ſ. Ponson's Traité de l'exploitation des Mines de Houille). Auch ſind dieſe beiden Ventilatoren noch dadurch von einander verſchieden, daß

Fig. 915.



ſich der erſtere in einer verticalen, und der letztere in einer horizontalen Ebene umdreht, weshalb ſich der erſtere in einer kreisförmigen Seitenmündung des Wetterſchachtes, der letztere aber in dieſem Schachte ſelbſt befindet.

Der Ventilator zu Grand-Bac hat einen Durchmeſſer von 2,66 Meter, und die ſechs triangulären Durchgangsöffnungen deſſelben haben zuſammen den Querſchnitt (rechtwinkelig zur Umdrehungsbewegung gemeſſen), $F = 0{,}81$ Quadratmeter. Der Abſtand s des Schwerpunktes jeder Oeffnung von der Drehungsaxe iſt 0,80 Meter, folglich das theoretiſche Luftquantum pr. Umdrehung:

$$V = 2\pi Fs = 6{,}28 \,.\, 0{,}81 \,.\, 0{,}80 = 4{,}07 \text{ Cubikmeter.}$$

Nun macht aber dieſer Ventilator pr. Minute 170 Umdrehungen, daher folgt das theoretiſche Luftquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{170}{60} V = 11{,}53 \text{ Cubikmeter.}$$

Nach den angeſtellten Meſſungen iſt aber das effective Luftquantum $Q_1 = 8$ Cubikmeter, folglich

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{8}{11{,}53} = 0{,}694.$$

Uebrigens war die Preſſungsdifferenz nur $h = 0{,}005$ Meter Waſſerſäule und der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}255$.

Der Ventilator zu Val-Benoit lieferte bei einem Durchmeſſer von 2,70 Meter und bei pr. Minute 201,5 Umdrehungen, pr. Secunde 9,12 Cubikmeter Wetter, und hatte bei einer Preſſungsdifferenz von $h = 0{,}013$ Meter, den Wirkungsgrad $\eta = 0{,}26$.

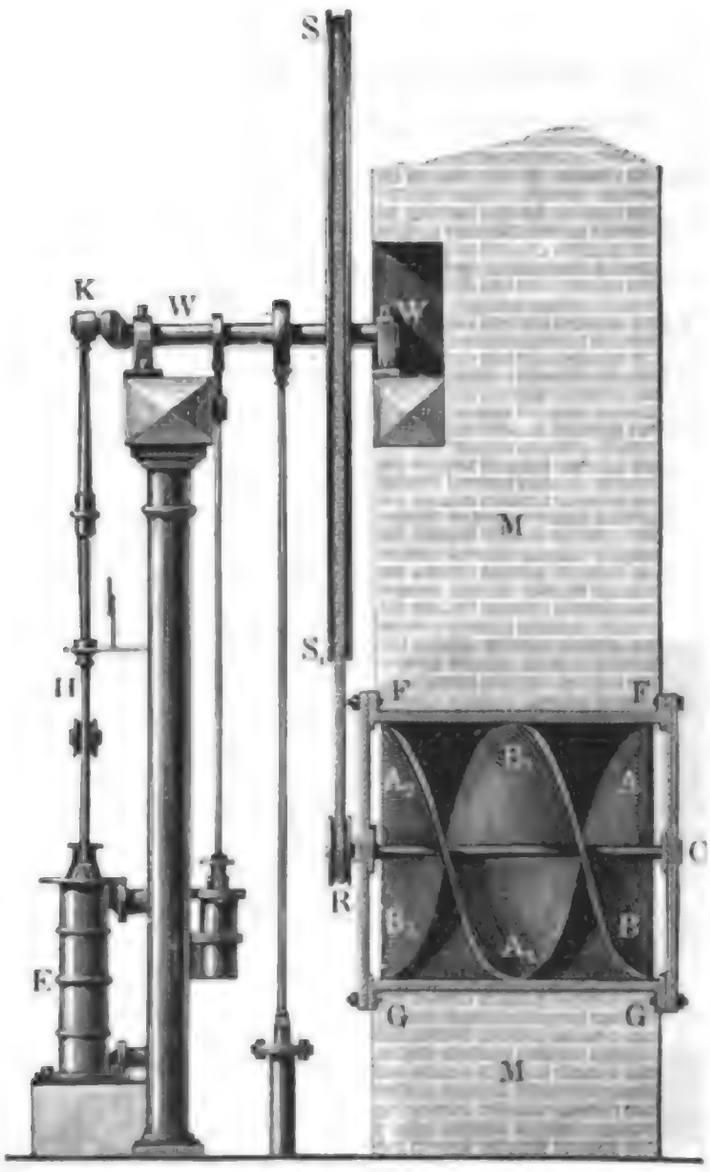
Digitized by Google

Schrauben-ventilator.

Anstatt der Räder mit windschiefen Flügeln hat man auch wirkliche Schraubenräder zum Wettersaugen in Anwendung gebracht. Ein solcher Ventilator von dem Mechaniker Motte zu Charleroi ist auf der Kohlengrube Monceau-Fontaine aufgestellt und in Fig. 916 abgebildet.

In der Mauer MM, welche den Wetterschacht von der äußeren Luft trennt, ist das cylindrische Ventilatorgehäuse $FGGF$ eingesetzt, und mit demselben sind die beiden Armkreuze FG, FG fest verbunden, welche die Zapfenlager C und D der Ventilatorwelle tragen. Auf der letzteren sind zwei Blechwände AA_1A_2 und BB_1B_2 aufgesetzt, wovon jede ein vollständiges Schraubengewinde bildet, dessen Ganghöhe seinem äußeren Durchmesser gleich ist. Die Umdrehung dieser Wetterschraube erfolgt durch einen Riemen SR, welcher einerseits das auf der Ventilatorwelle CD sitzende kleine Rad R, und andererseits das auf der Kurbelwelle WW einer Dampfmaschine EHK sitzende Schwungrad SS_1 umfaßt.

Fig. 916.



Diese Wetterschraube hat einen Durchmesser von 0,80 Meter und gab bei 600 bis 750 Umdrehungen pr. Minute und einer Pressungsdifferenz von 0,0065 bis 0,0063 Meter, die Wettermenge $Q = 1{,}790$ bis $2{,}152$ Cubikmeter pr. Secunde. Eine andere Wetterschraube mit zwei halben Gewinden zu Sauwartan-Sur-Dour hat 1,4 Meter im Durchmesser und gab bei 450 bis 506 Umdrehungen pr. Minute und einer Pressungsdifferenz

Digitized by Google

Schrauben-ventilator.

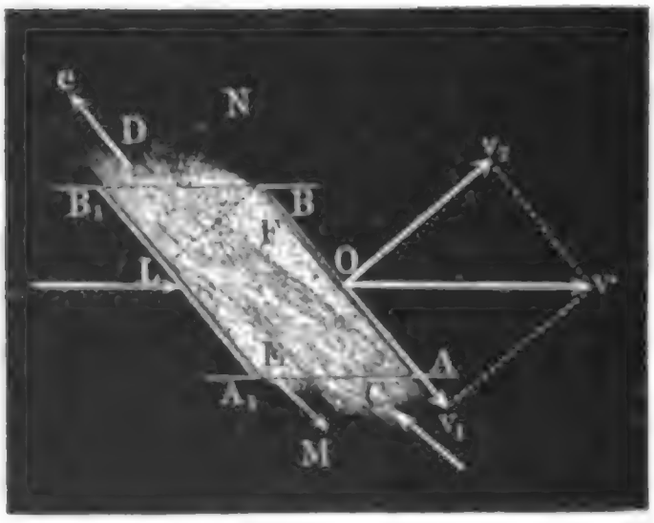
von 0,0216 bis 0,025 Meter, die Wettermenge $Q = 3{,}908$ bis $4{,}228$ Cubikmeter. Der Wirkungsgrad derſelben ſcheint nach den genaueren Ermittelungen den Herrn Ingenieur Glépin, nicht über 0,21 zu ſteigen.

Die Wetterſchraube von Pasquet beſteht aus drei ſchraubenförmigen Flügeln, wovon jeder den dritten Theil des Kreiſes einnimmt; übrigens ſcheint die Leiſtungsfähigkeit derſelben ziemlich dieſelbe zu ſein, wie die der anderen Wetterſchrauben.

Theorie der Windrad-ventilatoren.

§. 448. Die oben (§. 442) entwickelte Theorie der Centrifugalventilatoren würde ſich auch auf die Windrad- und Schraubenventilatoren anwenden laſſen, wenn dieſe Räder, wie die Henſchel'ſchen Turbinen, wirkliche Canäle oder Röhren bildeten, durch welche die Luft, wie bei den genannten Turbinen das Waſſer, in einem ſtetigen Strom hindurchfließt. Dies iſt aber bei der gewöhnlichen kleinen Anzahl von Flügeln nicht der Fall; die letzteren ſchlagen vielmehr auf die Luft und ſetzen dieſelbe nur in mit der Bildung von Wirbeln verbundenen Stößen in Bewegung, und es iſt daher die Wirkungsweiſe dieſer Ventilatoren ähnlich wie die der Windräder zu beurtheilen. Während die Flügel AB und A_1B_1 mit einer gewiſſen Geſchwindigkeit v umlaufen, geht, aus bekannten Gründen, ein Luftſtrom CD durch den Zwiſchenraum zwiſchen beiden hindurch, von welchem durch die folgende Schaufel A_1B_1 der größere Theil D unter dem ſpitzen Winkel und der kleinere Theil E um den ſtumpfen Winkel abgelenkt wird, und wobei der erſtere nach dem Raume N geführt und der letztere in den Raum M zurückgedrängt wird. Außerdem bildet ſich aber noch auf der Rückſeite des Flügels AB ein Luftwirbel F, in Folge deſſelben der nach N fließende Luftſtrom den Raum zwiſchen beiden Flügeln nur zum Theil ausfüllt (vergl. Bd. I, §. 464).

Fig. 917.



Die Umdrehungsgeſchwindigkeit $\overline{Ov} = v$ des Rades läßt ſich, wenn die Flügelfläche AB mit der Bewegungsrichtung $\overline{Ov}$ den Winkel $vOv_1 = \beta$ einſchließt, in die Seitengeſchwindigkeiten

$$\overline{Ov_1} = v_1 = v\cos.\beta \text{ und } Ov_2 = v_2 = v\sin.\beta$$

zerlegen, wovon die eine die Richtung der Flügelfläche hat und die andere rechtwinkelig gegen dieſe Fläche gerichtet iſt. Bei gleichen Preſſungen auf beiden Seiten des Flügels wäre die relative Eintritts-

geſchwindigkeit der Luft in den Raum, $AB_1 = -v_1 = -v\,cos.\,\beta$; iſt aber die Preſſung in $M = h_1$ und in $N = h_2$, alſo die Preſſungsdifferenz $h = h_2 - h_1$, ſo bleibt zur Bewegung der Luft von M nach N nur die Geſchwindigkeitshöhe

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{v_1^2}{2g} + \varepsilon\,(h_1 - h_2) = \frac{v^2}{2g}\,cos.\,\beta^2 - \varepsilon h$$

übrig, ſo daß folglich die Geſchwindigkeit, mit welcher die Luft von M nach N ſtrömt,

$$c = \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$$

ausfällt.

Iſt nun noch F die Summe der Querſchnitte aller Radcanäle und μ ein durch Verſuche zu ermittelnder Durchflußcoefficient, ſo folgt die pr. Secunde durch das Rad fließende Luftmenge:

$$Q = \mu F c = \mu F \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}.$$

Bezeichnen noch r und r_1 die beiden Radhalbmeſſer und iſt v^0 die Summe der Centriwinkel, welche die Projectionen der Flügelflächen in der Umdrehungsebene einnehmen, ſo läßt ſich der Inhalt dieſer Projection $= {}^1/_2\,v\,(r^2 - r_1^2)$ und der Querſchnitt

$$F = {}^1/_2\,v\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta$$

ſetzen, wonach endlich das Förderquantum

$$Q = {}^1/_2\,\mu v\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$$

folgt.

Da die Umdrehungsgeſchwindigkeit v, und nach Befinden auch der Schaufelwinkel β, in verſchiedenen Abſtänden z von der Radaxe verſchieden iſt, ſo gilt die Formel

$Q = \mu F \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$ eigentlich nur für ein Flügelelement $F = vz\,\frac{(r - r_1)}{n}$, von der Breite $\frac{r - r_1}{n}$, und es iſt daher

$Q = \mu v\,(r - r_1)$ mal Mittelwerth von $z\,sin.\,\beta \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$

zu ſetzen.

Bezeichnet noch ω die Windgeſchwindigkeit des Rades, ſo hat man $v = \omega z$ und daher

$$z\,sin.\,\beta \sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h} = z\,sin.\,\beta \sqrt{\omega^2 z^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$$

zu ſetzen.

Damit an allen Stellen des Rades auch wirklich Luft von M nach N ſtröme, muß

$$\omega^2 z^2\,cos.\,\beta^2 > 2g\varepsilon h,$$

alſo der kleinſte Radhalbmeſſer

$$r_1 > \frac{\sqrt{2g\varepsilon h}}{\omega\,cos.\,\beta}$$

ſein.

Digitized by Google

Theorie der Windradventilatoren.

Ist die Flügelfläche schraubenförmig gebogen, so hat man

$$tang.\,\beta = \frac{a}{2\,\pi\,z},$$

wobei a die Schraubenganghöhe bezeichnet, und daher

$$a > \frac{2\,\pi}{\omega}\,\frac{sin.\,\beta}{cos.\,\beta^2}\sqrt{2\,g\,\varepsilon\,h.}$$

Uebrigens läßt sich der Mittelwerth von $z\,sin.\,\beta\,\sqrt{\omega^2 z^2\,cos.\,\beta^2 - 2\,g\,\varepsilon\,h}$ nach der Simpson'schen Regel berechnen, indem man statt z die Werthe r, $\frac{r + r_1}{2}$ und r_2, und bei Schraubenflügeln, für $tang.\,\beta$, $\frac{a}{2\,\pi\,r}$, $\frac{a}{\pi\,(r + r_1)}$ und $\frac{a}{2\,\pi\,r_1}$ einführt.

Der Arbeitsaufwand, welchen die Umdrehung des Windradventilators erfordert, besteht aus zwei Theilen, den einen macht die Ueberwindung der Pressungsdifferenz h und den anderen die des Trägheitswiderstandes der Luft nöthig. Aus statischen Gründen ist die Differenz der Luftdrücke auf beide Flügelflächen pr. Flächeneinheit: $p = h\gamma$, wobei γ die Dichtigkeit der Flüssigkeit des Manometers bezeichnet, welches die Pressungsdifferenz h anzeigt, und daher der entsprechende Widerstand des ganzen Rades in der Umdrehungsrichtung gemessen:

$$F_1\,p = F_1\,h\gamma,$$

wenn F_1 den Inhalt der Flügelprojection in der radialen Ebene bezeichnet. Multiplicirt man diesen Widerstand mit der Umdrehungsgeschwindigkeit v, so erhält man die zur Ueberwindung dieser Druckdifferenz nöthige mechanische Arbeit:

$$L_1 = F_1\,pv = F_1\,h\gamma\,v,$$

oder, wenn man noch $F_1 = {}^1/_2\,v\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta$ einsetzt:

$$L_1 = {}^1/_2\,v\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta\,.\,h\gamma\,v.$$

Die Arbeit, welche der Trägheitswiderstand der Luft nöthig macht, ist

$$L_2 = \frac{w^2}{2\,g\,\varepsilon}\,Q\gamma,$$

wobei w die absolute Geschwindigkeit der Luft beim Austritte aus dem Rade bezeichnet.

Es ist aber:

$$w^2 = c^2 + v^2 - 2\,cv\,cos.\,\beta \text{ und } Q = {}^1/_2\,v\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta\,.\,c,$$

daher folgt:

$$L_2 = \frac{(c^2 + v^2 - 2\,cv\,cos.\,\beta)}{2\,g\,\varepsilon}\,.\,\frac{v}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,sin.\,\beta\,.\,c\gamma,$$

und die ganze Radleistung, ohne Rücksicht auf Zapfenreibung und andere Nebenhindernisse:

Digitized by Google

$$L = L_1 + L_2 = {}^1/_2 \nu\,(r^2 - r_1^2)\,\gamma\,sin.\,\beta\left[h v + c\left(\frac{c^2 + v^2 - 2cv\,cos.\beta}{2g\varepsilon}\right)\right].$$

Theorie der Windradventilatoren.

Wegen der Veränderlichkeit von $v = \omega z$ u. ſ. w. kann man

$L = \nu\gamma\,(r - r_1)$ mal Mittelwerth von $\left(\omega z^2 h\,sin.\beta + z\,sin.\beta\,\frac{w^2}{2g\varepsilon}\right)$

ſetzen, und dieſen Mittelwerth ebenfalls mittels der Simpſon'ſchen Regel berechnen.

Beiſpiel. Ein Windradventilator ſoll den äußeren Radhalbmeſſer $r = 5$ Fuß und den mittleren Schraubenwinkel $\beta = 15$ Grad erhalten; ferner ſoll ſeine Projection in der Umdrehungsebene, $^3/_4$ der Kreisfläche einnehmen, alſo $\nu = {}^3/_2\,\pi$ betragen, und endlich ſoll derſelbe mit der Preſſungsdifferenz $h = 1$ Zoll Waſſerſäule arbeiten und pr. Minute 240 Umdrehungen machen, welches Wetterquantum wird dieſer Ventilator ausſaugen, und welchen Arbeitsaufwand wird er erfordern?

Die Winkelgeſchwindigkeit dieſes Rades iſt:

$$\frac{2\pi \,.\, 240}{60} = 8\pi = 25{,}13 \text{ Fuß},$$

und folglich der innere Radhalbmeſſer:

$$r_1 > \frac{\sqrt{2g\varepsilon h}}{\omega\,cos.\beta} > \frac{\sqrt{62{,}5 \,.\, 800 \,.\, {}^1/_{12}}}{25{,}13\,cos.\,12^0} > \frac{\sqrt{4167}}{24{,}58} > 2{,}626.$$

Machen wir dieſen Halbmeſſer $2^3/_4$ Fuß, ſo folgt die Flügellänge:

$$r - r_1 = 5 - 2{,}75 = 2{,}25 \text{ Fuß}.$$

Die äußere Radgeſchwindigkeit iſt nun $= 5 \,.\, 25{,}13 = 125{,}65$ Fuß, die innere $= 2{,}75 \,.\, 25{,}13 = 69{,}10$ Fuß und die mittlere $= 97{,}38$, folglich ſind die entſprechenden Geſchwindigkeiten beim Durchgange durch das Rad:

$$\sqrt{v^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h} = \sqrt{0{,}9568\,v^2 - 4167}$$
$$= 111{,}0 \text{ Fuß}, 28{,}7 \text{ Fuß und } 74{,}35 \text{ Fuß}.$$

Dieſe Geſchwindigkeitswerthe mit den entſprechenden Abſtänden 5 Fuß, 2,75 Fuß und 3,875 Fuß multiplicirt, erhält man die Zahlen 555,0, 78,9 und 288,1, deren Mittel nach der Simpſon'ſchen Regel

$$\frac{555{,}0 + 78{,}9 + 4 \,.\, 288{,}1}{6} = 297{,}7$$

iſt.

Nun folgt noch $\mu\,\nu\,(r - r_1)\,sin.\,\beta$, wenn man $\mu = 0{,}7$ annimmt:

$$= 0{,}7 \,.\, {}^3/_4\,\pi \,.\, 2{,}25\,sin.\,12^0 = 2{,}362 \,.\, 0{,}2079 \,.\, \pi = 1{,}542,$$

daher ergiebt ſich die geförderte Wettermenge:

$$Q = \mu\,\nu\,(r - r_1)\,sin.\,\beta \text{ mal Mittelwerth } z\sqrt{\omega^2 z^2\,cos.\,\beta^2 - 2g\varepsilon h}$$
$$= 1{,}542 \,.\, 297{,}7 = 459 \text{ Cubikfuß}.$$

Die mittlere Umdrehungsgeſchwindigkeit

$$v = \frac{125{,}65 + 69{,}10 + 4 \,.\, 97{,}38}{6} = 97{,}38 \text{ Fuß}$$

und die relative Ausſtrömungsgeſchwindigkeit

$$c = \frac{111 + 28{,}7 + 4 \,.\, 77{,}35}{6} = 72{,}85 \text{ Fuß}$$

angenommen, folgt für die mittlere abſolute Austrittsgeſchwindigkeit w der Luft

$$w^2 = v^2 + c^2 - 2\,vc\,cos.\,\beta$$
$$= 97{,}38^2 + 72{,}85^2 - 2 \,.\, 97{,}38 \,.\, 72{,}85\,cos.\,12^0$$
$$= 9483 + 5317 - 13505 = 1295,$$

Theorie der Windradventilatoren.

und daher der erforderliche Arbeitsaufwand zur Ueberwindung der Trägheit:

$$L_2 = \frac{w^2}{2g\varepsilon} Q\gamma = 0{,}016 \,.\, 1295 \,.\, {}^{66}/_{100} \,.\, 459 = 784{,}5 \text{ Fußpfund.}$$

Ferner da der Mittelwerth von z^2

$$\frac{25 + 7{,}56 + 4 \,.\, 15{,}02}{6} = 15{,}44,$$

iſt, ſo folgt der Mittelwerth von

$$\omega z^2 h \sin.\beta = 25{,}13 \,.\, 15{,}44 \,.\, {}^1/_{12} \,.\, 0{,}2079 = 6{,}722$$

und daher die erforderliche Arbeit zur Ueberwindung des äroſtatiſchen Ueberdruckes auf der einen Seite des Flügelrades:

$L_1 = \nu\gamma (r - r_1)$ mal Mittelwerth von $\omega z^2 h \sin.\beta$

$= {}^3/_2 \pi \,.\, 66 \,.\, 2{,}25 \,.\, 6{,}722 = 99 \,.\, 2{,}25 \,.\, 6{,}722\,\pi = 4704$ Fußpfund.

Durch Addition der beiden Arbeiten L_1 und L_2 ergiebt ſich nun der ganze Arbeitsaufwand zum Umtriebe dieſes Ventilators:

$L = L_1 + L_2 = 4704 + 784{,}5 = 5488{,}5$ Fußpfund $= 10{,}7$ Pferdekräfte.

Da die Nutzleiſtung

$Qh\gamma = 459 \,.\, {}^{66}/_{12} = 459 \,.\, {}^{11}/_2 = 2522{,}5$ Fußpfund

iſt, ſo folgt der Wirkungsgrad des Ventilators, ohne Rückſicht auf Zapfenreibungen und andere äußere Nebenhinderniſſe,

$$\eta = \frac{Qh\gamma}{L} = \frac{2522{,}5}{5488{,}5} = 0{,}460$$

Viertes Kapitel.

Zuſammendrückung und Fortbewegung der Luft mittels des Waſſers.

Schraubengebläſe.

§. 449. Mehrere von den rotirenden Waſſerhebungsmaſchinen laſſen ſich auch zur Erzeugung von Wind oder als Luftbewegungsmaſchinen anwenden, namentlich iſt es die Spiralpumpe (ſ. §. 339), welche auch als Gebläſe dienen kann. Damit dieſe Maſchine nur Luft comprimirt und das Waſſer in derſelben nur circulire, muß man aber der Welle AB. Fig. 918 und 919, derſelben eine Neigung gegen den Horizont geben und den Behälter W, welcher die Luft und das Waſſer aus der Schlange $CDFH\ldots$ aufnimmt, mit einer Röhre R zur Abführung des Windes verſehen ſowie durch eine Oeffnung S mit dem Waſſerbaſſin U in Communication ſetzen. Uebrigens taucht man die ganze Maſchine ſo tief unter Waſſer, daß die Einmündung C der Schlange bei einer Umdrehung derſelben einen Halbkreis in der Luft und einen Halbkreis unter dem Waſſer

Digitized by Google

beſchreibt, und daher auch einen halben Schraubengang Luft und einen halben Schraubengang Waſſer einnimmt. Bei der fortgeſetzten Umdrehung der Wellen rücken die durch C eingenommenen Luft- und Waſſerbogen

Schraubengebläſe.

Fig. 918.

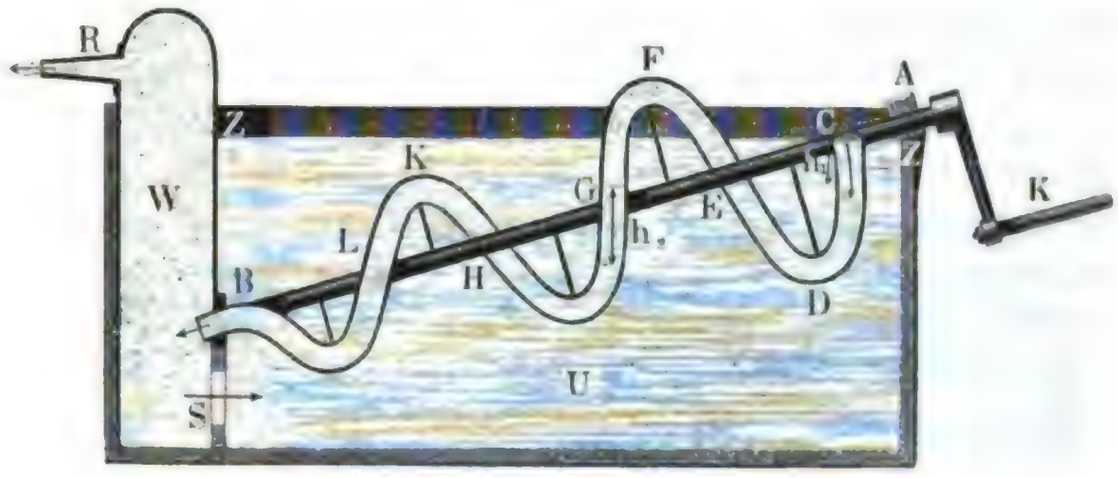
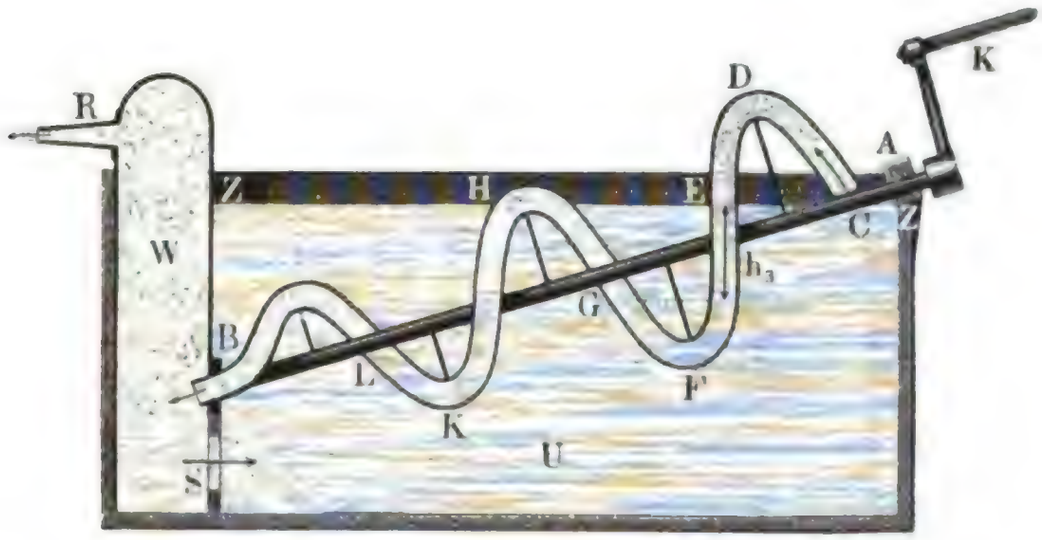


Fig. 919.



allmälig an die Ausmündung B der Schlange und von da in den Windbehälter W. Bei der Stellung in Fig. 918 hat ſich der erſte Bogen CDE der Schlange mit Waſſer gefüllt und ergießt ſich bei B auch Waſſer in den Behälter W; nach einer Drehung der Schraube um 180 Grad nimmt aber dieſe die Stellung in Fig. 919 ein, wo der erſte Bogen CDE der Schlange von Luft eingenommen und auch Luft bei B in das Windreſervoir W eingedrückt wird. Der Ueberdruck des Windes in W über die Atmoſphäre, gemeſſen durch die Höhe einer Waſſerſäule, iſt jedenfalls die Tiefe der Oberfläche des Waſſers im Windreſervoir unter dem Waſſerſpiegel ZZ im Hauptbehälter U; der Ueberdruck der Luft in der Schlange iſt dagegen an verſchiedenen Punkten verſchieden, er entſpricht im Luftbogen

Digitized by Google

Schrauben-gebläſe.

EFG, Fig. 918, der Tiefe h_1 des Waſſerſpiegels E in der Schlange unter der Oberfläche ZZ, im Luftbogen HKL dem Niveauabſtande h_1 zwiſchen C und E plus dem Niveauabſtande h_2 zwiſchen G und H; ferner im Luftbogen GH, Fig. 919, der Tiefe h_3 des Waſſerſpiegels G unter der Oberfläche E u. ſ. w.

Ein ſolches Spiral- oder Schraubengebläſe (franz. machine soufflante à vis d'Archimède; engl. screw blast machine) iſt zuerſt von M. Cagniard-Latour (ſ. Bulletin de la Société d'Encouragement. Octbr. 1834, auch Dingler's polytechn. Journal Bd. 55) angewendet worden, weshalb es auch den Namen die »Cagniardelle« erhalten hat. Uebrigens hat dieſes Gebläſe noch die eigenthümliche Einrichtung, daß hier das Windreſervoir W nicht feſtſteht, ſondern auf der Gebläſewelle ſitzt und mit derſelben umläuft, wobei natürlich die Liderung am Umfange B des Schlangenendes beim Eintritte in dieſen Behälter ganz wegfällt. Bei der Ausführung im Großen conſtruirt man die Cagniardelle genau wie eine Tonnenmühle (ſ. Fig. 678, §. 336), indem man die Schlange durch gewöhnliche, um eine dicke Welle oder Spindel laufende flachgängige Schraubengewinde (ſ. Fig. 278, §. 136) erſetzt. Dieſe Welle iſt hohl und beſteht aus Gußeiſen, die Schraubengewinde beſtehen dagegen aus Kupfer- oder Eiſenblech von $^1/_8$ Zoll Dicke und werden auch von einem cylindriſchen Mantel aus Blech von derſelben Stärke umgeben. Die Blechſtücke, welche den Mantel und die Schraubengewinde bilden, ſind ſowohl unter ſich als auch mit der gußeiſernen Welle durch Nieten luftdicht verbunden. Der Windbehälter wird durch die Verlängerung des cylindriſchen Mantels und durch einen niedrigen koniſchen Blechboden gebildet, welcher in der Mitte eine kreisförmige Mündung enthält. Durch den ringförmigen Raum, welchen der Querſchnitt der Welle von dieſer Mündung übrig läßt, fließt das Waſſer aus der Schraube in das Baſſin zurück und geht auch durch die Röhre hindurch, welche den Wind aus dem Windbehälter fortführt. Damit das Waſſer nicht in die Windleitungsröhre trete, ſelbſt wenn das Gebläſe nicht arbeitet, iſt nöthig, daß dieſe Röhre im Innern des Windbehälters bis über den äußeren Waſſerſpiegel geführt ſei.

Uebrigens beſteht die Cagniardelle entweder aus einer oder aus mehreren z. B. vier Schrauben und jede derſelben wieder aus einen, zwei oder mehreren Gängen (ſ. §. 135 und §. 136).

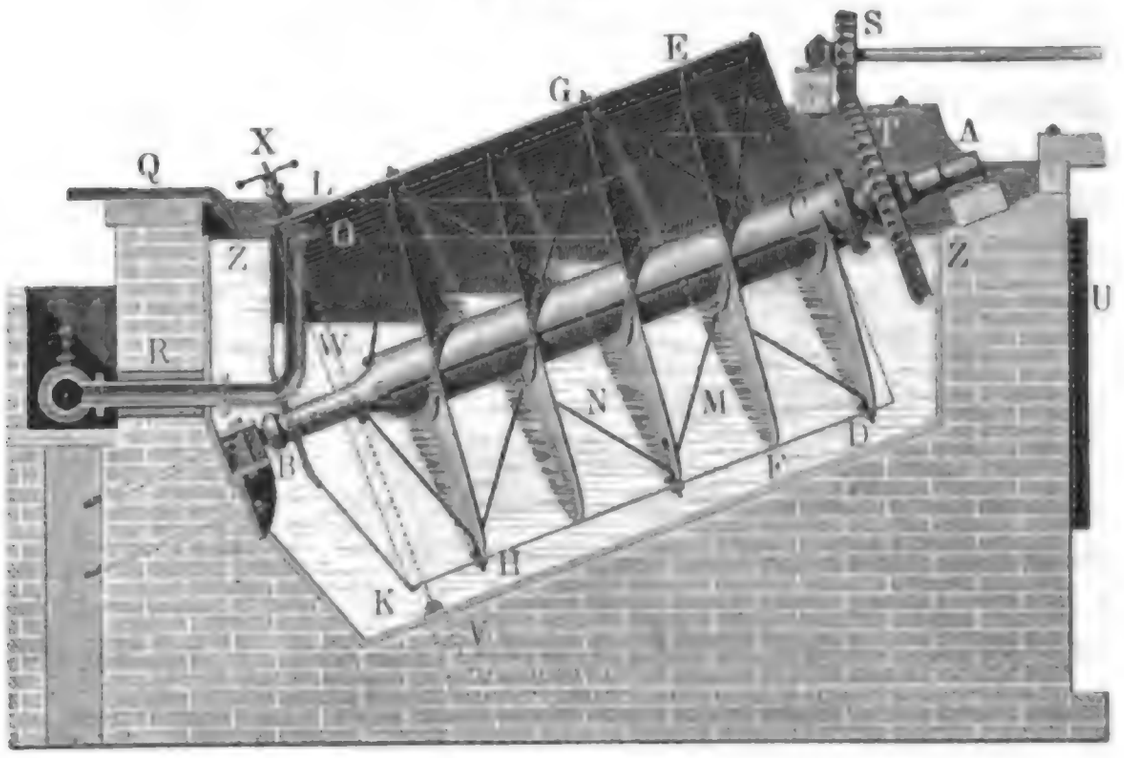
§. 450. Die Cagniardelle von A. Köchlin in Mühlhauſen, welche in der oben citirten Schrift beſchrieben und abgebildet iſt, beſtand aus vier Schraubengewinden, wovon jedes $1^1/_4$mal um die Spindel lief; ſie hatte einen Durchmeſſer von 8 und eine Länge von 10 Fuß und lieferte bei fünf bis ſechs Umdrehungen, pr. Minute 800 Cubikfuß Wind von $^1/_2$ Pfund

Digitized by Google

Preſſung. Die gußeiſerne Welle derſelben war hohl und an beiden Enden offen, ſo daß ſie einen Theil des durch die Gänge fließenden Waſſers wieder zurückführen konnte. Cagniardelle.

Ein anderes Schraubengebläſe mit einem einzigen Schraubengewinde iſt in Fig. 920 abgebildet. Daſſelbe iſt vom Herrn Oberkunſtmeiſter Schwamkrug für die Muldener Schmelzhütte bei Freiberg conſtruirt worden, mußte

Fig. 920.



aber wegen des nachtheiligen Einfluſſes des durch die Hüttendämpfe angeſäuerten Waſſers auf das den Mantel und das Schraubengewinde bildende Eiſenblech wieder abgetragen werden (ſ. die allgemeine Maſchinenencyclopädie von Hülße, Bd. II. Artikel »Cagniardelle«). Die Welle AB dieſes Gebläſes war hohl und beſtand aus Gußeiſen; ſie war ferner äußerlich 0,476 Meter dick, hatte eine Neigung von 20 Grad gegen den Horizont und wurde mittels des Räderwerkes ST durch eine Turbine in Umdrehung geſetzt. Das Blechgewinde $CDEF\ldots$ lief $4^1/_2$mal um die Welle und bildete einen einzigen, $3^1/_2$mal um die Welle laufenden Canal. Daſſelbe war mit einem ſchmalen an die Welle angegoſſenen Schraubengewinde durch Schraubenbolzen, ſowie mit dem Mantel durch Nieten feſt verbunden und erhielt durch $^3/_4$ Zoll ſtarke Streben, wie z. B. M und N, welche vom Mantel diagonal nach der Welle hingingen, die nöthige Steifigkeit. Der Durchmeſſer des Mantels $DKLE$ maß 2,67 Meter und die Weite eines Gewindes betrug 0,70 Meter, ſo daß das Gebläſe pr. Umdrehung 3,8 Cubikmeter, und folglich bei 6 bis 7 Umdrehungen, pr. Minute 22,8 bis 26,6

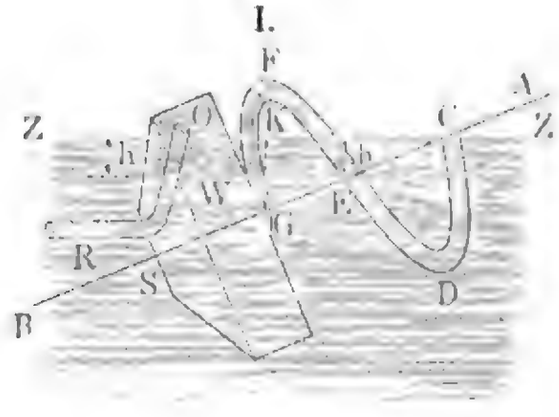
Digitized by Google

Cagniardelle. Cubikmeter Wind, und zwar von 0,5 bis 0,7 Meter Waſſermanometerhöhe liefert. Das Baſſin, in welchem die Cagniardelle umlief, war aus Bruchſteinen mittels Mörtel aus Kalk, Ziegelmehl und Sand aufgemauert, inwendig mit einer 7 Centimeter dicken Bretwand bekleidet und mit einer dicht gerammten Lehmwand umgeben. Die Windleitungsröhre OR beſtand aus Eiſenblech, mündete 1 Decimeter über dem freien Waſſerſpiegel in den Windbehälter W ein und war zum Abhalten des Waſſers mit einem Dache verſehen. Auch war von der Windleitung R aus, zur Ableitung des vom Winde mit fortgeriſſenen Waſſers eine unter Waſſer ausmündende Röhre angebracht. Um den Waſſerſtand im Baſſin auf einer conſtanten Höhe zu erhalten, wurde demſelben durch die Röhre Q ununterbrochen Waſſer zugeführt und das überflüſſige Waſſer durch den Abfall U abgetragen. Zum gänzlichen Ablaſſen des Waſſers aus dem Baſſin diente der Spund V, welcher mittels der Schrauben X gezogen werden konnte.

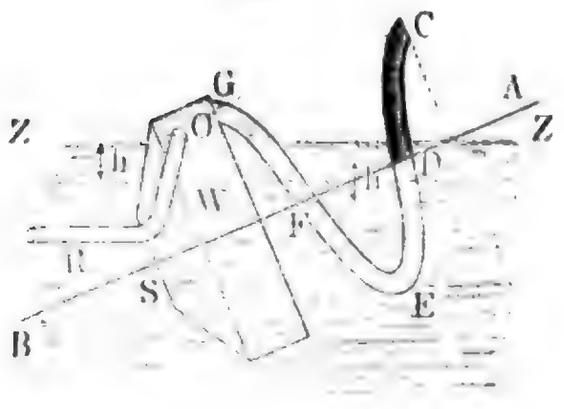
§. 451. Die Art und Weiſe, wie die Luft in einer Cagniardelle nach und nach in den ſchraubenförmigen Canälen fortgetrieben und zuſammengedrückt wird, iſt aus folgenden, dieſe Canäle in mehreren Stellungen darſtellenden Abbildungen zu erſehen. Fig. 921, I, II, III, IV führt ein aus einem einzigen Gewinde beſtehendes Schraubengebläſe in vier Stellungen vor Augen. In der Stellung I, wo die Einmündung C aus dem Waſſer hervortritt, iſt die erſte Hälfte CDE des Schraubengewindes mit Waſſer, und die zweite Hälfte EFG mit Luft gefüllt. Nach einer Umdrehung der Schraube um 90 Grad gelangt dieſelbe in die Stellung II, wobei ſich das erſte Viertel CD der Schlange mit Luft angefüllt hat und das letzte Viertel FG Luft in die Windkammer W einführt. Nach einer weiteren Drehung der Schraube um einen Quadranten nimmt dieſelbe die Stellung III ein, wo die Einmündung C wieder unter das Waſſer tritt, die erſte Hälfte CDE der

Fig. 921.

I.



II.



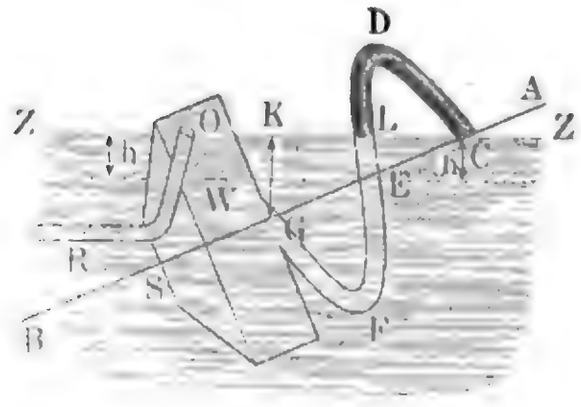
Digitized by Google

Windung fast ganz mit Luft und die zweite Hälfte derselben mit Wasser angefüllt, also die Einführung der Luft in GW beendigt ist. Hat man die Schraube wieder um einen Quadranten, also im Ganzen um drei Viertel im Kreise herumgeführt und dadurch in die Stellung IV gebracht, so ist das erste Viertel CD der Schraube wieder größtentheils mit Wasser gefüllt und es nimmt der Luftbogen DE ungefähr die Mitte der Schraube ein. Die durch die Ausmündung G in die Windkammer GW eingeführte Luft wird durch die Röhre OR abgeführt, wogegen das durch diese Mündung eingeführte Wasser durch das Loch S am Umfange der Welle AB in das Hauptreservoir zurückfließt.

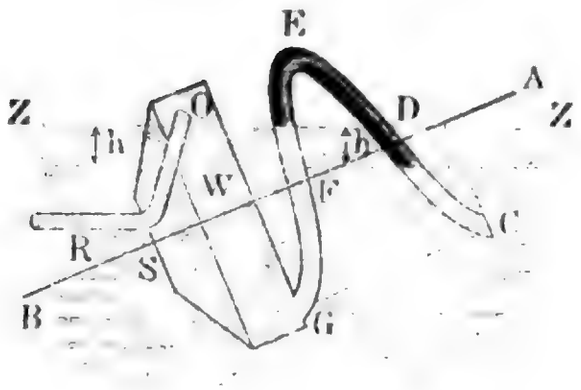
Cagniardelle

Fig. 921.

III



IV.



Der verticale Abstand h zwischen dem Wasserspiegel W innerhalb des Windreservoirs und dem Wasserspiegel ZZ außerhalb desselben ist gleich dem Wassermanometerstand des in OW eingeschlossenen und durch die Röhre OR fortgeführten Windes, und ist auch gleich dem Niveauabstande der Schenkel des Wasserbogens CDE in I und des Wasserbogens DEF in II, sowie der Höhe der Oberfläche des Wassers im Schenkel DF bei der Stellung III und im Schenkel EG bei der Stellung IV, über der freien Oberfläche ZZ des Wassers im Bassin.

Bezeichnet a die Ganghöhe CG der Schraube und α den Neigungswinkel BCK (I) der Spindel AB gegen den Horizont ZZ, so ist bei der der Abbildung zum Grunde liegenden Construction der Cagniardelle der Niveauabstand zwischen den beiden Mündungen C und G der Schlange bei den Stellungen I und III, $GK = 2h = a \sin. \alpha$, und der Manometerstand des Windes, d. i. die Tiefe des Wasserspiegels, W unter ZZ, sowie die Höhe desselben über G,

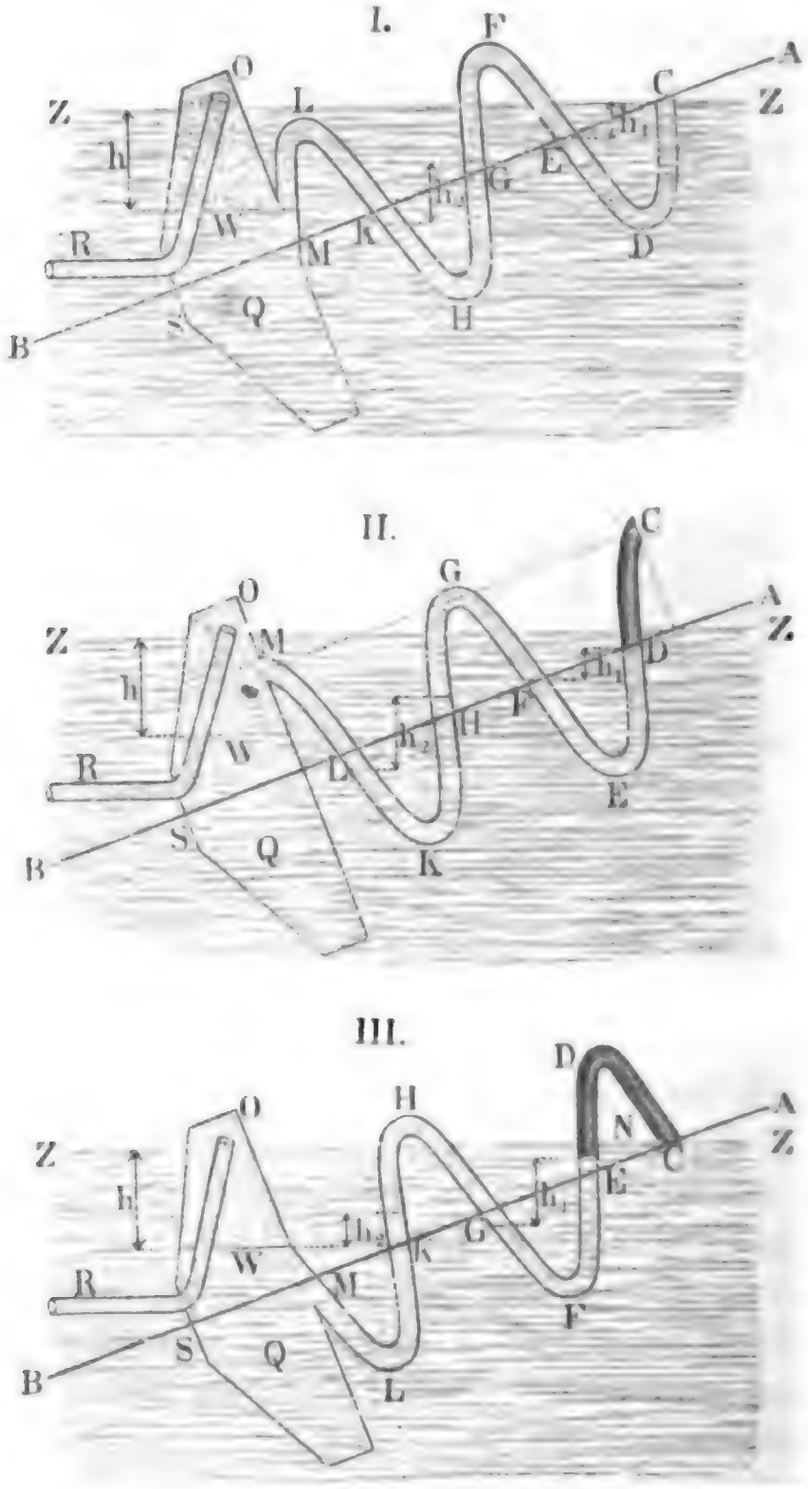
$$h = {}^1/_2 a \sin. \alpha.$$

Um bei gleicher Steigung der Schraube und bei derselben Neigung α der Schraubenaxe eine größere Windpressung zu erzielen, hat man nur

Digitized by Google

Gagniardelle. nöthig, die Schraube aus mehreren Gewinden beſtehen zu laſſen; bei den gewöhnlichen Dimenſionen und Windpreſſungen möchten jedoch Schrauben mit einem doppelten Gewinde, wie Fig. 922 I, II, III und IV darſtellt, hinreichen. Bei der Schraubenſtellung in I tritt ſoeben die Einmündung *C*

Fig. 922.



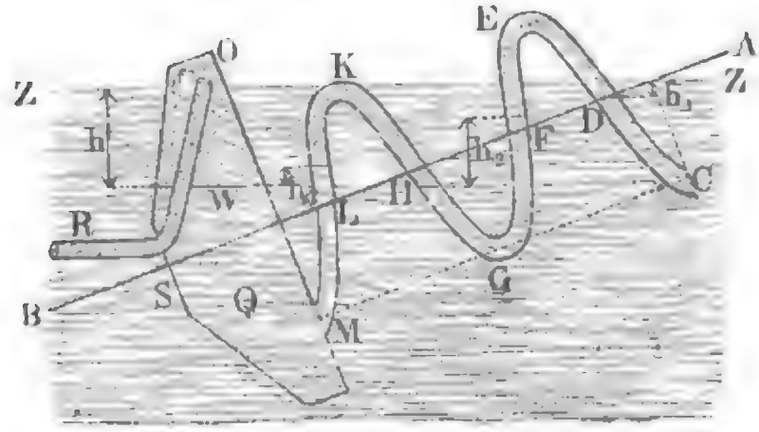
über den Waſſerſpiegel *ZZ* und es ſind die halben Gewinde *CDE* und *GHK* mit Waſſer, die beiden anderen aber mit Luft angefüllt. Gelangt nach einer Viertelbrehung die Schraube in die Stellung II, ſo hat ſich das erſte Viertel *CD* des erſten Gewindes mit Luft gefüllt und es ſtrömt

Digitized by Google

die Luft aus dem Luftbogen LM in den Windraum OW der Windkammer OQ; hat ferner die Schraube eine halbe Umdrehung gemacht und iſt dadurch in die Stellung III. gekommen, ſo tritt die Einmündung C der Cagniardelle.

Fig. 922.

IV.



Schraube wieder unter das Waſſer, und es wird dadurch der Luftbogen CDE abgeſperrt, welcher bei fortgeſetzter Drehung nach und nach bis OW gelangt, während ſich der Waſſerbogen KLM in WQ ergießt. Nach Dreiviertheldrehung ſteht die Schraube wie in IV., wo ſich die Einmündung C unter Waſſer befindet und Waſſer einnimmt, und die Ausmündung M aus dem Bogen LM in den untern Theil der Windkammer Waſſer einführt. Um die Einmündung O der Windröhre über den Waſſerſpiegel ZZ legen zu können, hat hier die Windkammer OQ einen größeren Durchmeſſer als die Schraube erhalten. Die Tiefe h des Waſſerſpiegels W in der Windkammer unter der freien Oberfläche ZZ des Waſſers iſt auch hier gleich dem Waſſermanometerſtand des Windes im oberen Raume OW der Windkammer und auch gleich der Summe der Niveauabſtände zwiſchen den Oberflächen der Waſſerbogen in der Schlange und zwar bei den Stellungen in I., II. und III., $h = h_1 + h_2$, und bei der Stellung in IV., $h = h_1 + h_2 + h_3$.

Nach einer vollſtändigen Umdrehung der Schraube treten die Verhältniſſe wieder wie in I. ein und bei fortgeſetzter Drehung wiederholen ſich alle vorausgegangenen Bewegungs- und Preſſungsverhältniſſe.

Bei der Anordnung der Cagniardelle, welche die Abbildung (I.) darſtellt, iſt die Axenlänge der Schraube von der Einmündung C bis zur Ausmündung M gemeſſen, $CM = 2a$, die verticale Projection dieſes Axenſtückes $= 2a \sin. \alpha$ und der Waſſermanometerſtand des Windes:

$$h = {}^3/_4 . 2a \sin. \alpha = {}^3/_2 a \sin. \alpha,$$

alſo die Höhe des Waſſerſpiegels W über dem Axenende M (I. und III.)

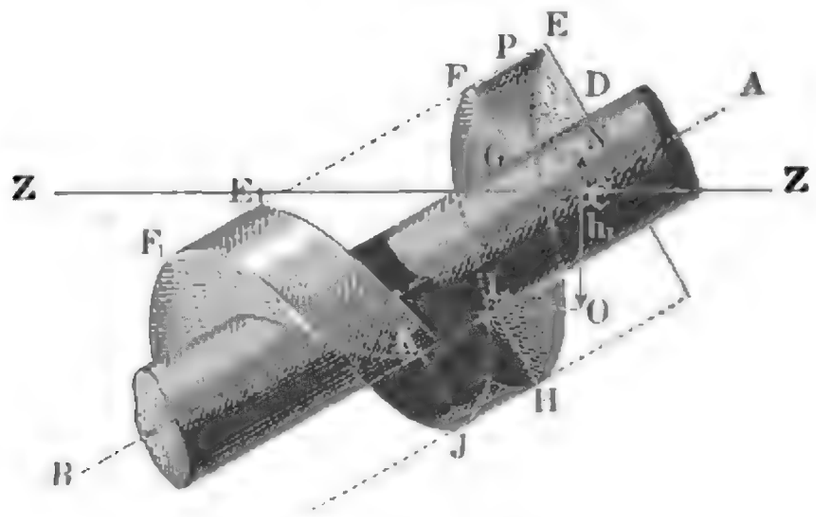
$${}^1/_3 h = {}^1/_2 a \sin. \alpha.$$

Digitized by Google

Cagniardelle. §. 452. Bei den Schraubengebläſen, wie ſie in der Praxis ausgeführt worden ſind, hat die Schraube EHF_1, Fig. 923, einen rectangulären Querſchnitt $DEFG$, deſſen Höhe iſt:

$$DE = FG = r - r_1,$$

Fig. 923.



d. i. gleich der Differenz zwiſchen dem Halbmeſſer r des Mantels EHE_1 und dem Halbmeſſer r_1 der Spindel DLB der Schraube, und deſſen Breite

$$EF = HJ = E_1F_1 = \frac{a}{n}$$

iſt, wenn a die Ganghöhe $EE_1 = FF_1$, und n die Anzahl der einzelnen Schraubengewinde auf je eine Ganghöhe bezeichnen.

Bei der abgebildeten Schraube nimmt EF ein Viertel der Ganghöhe EE_1 ein, laſſen ſich alſo noch drei Gewinde zwiſchen F und E_1 anbringen, ſo daß dann $n = 4$ ausfällt. Der innere Raum eines ganzen Schraubengewindes EJE_1 iſt nach der Guldini'ſchen Regel, gleich dem Querſchnitte $\overline{DEFG} = \frac{(r - r_1)\,a}{n}$ deſſelben mal Projection $2\pi\,\overline{CM} = 2\pi\,\frac{(r + r_1)}{2}$ $= \pi(r + r_1)$ der die Mittelpunkte (M) der Querſchnitte verbindenden Schraubenlinie in der Ebene rechtwinkelig zur Schraubenaxe AB; wenn man daher den Waſſerſpiegel ZZ durch den Mittelpunkt C des von der Mitte M der Einmündung beſchriebenen Kreiſes legt, ſo läßt ſich das bei jeder Umdrehung der Welle von einem Schraubengewinde aufgenommene Waſſervolumen annähernd

$$W_1 = {}^1/_2 \cdot \frac{(r - r_1)\,a}{n} \cdot \pi\,(r + r_1) = \frac{\pi}{2}(r + r_1)(r - r_1)\frac{a}{n}$$

$$= \frac{\pi\,a}{2\,n}(r^2 - r_1^2)$$

ſetzen.

Digitized by Google

Da man aber bei der Breite $EF = \frac{a}{n}$ eines Gewindes die ganze Waſſer- Cagniardelle.
ſchraube auch aus n Gewinden beſtehen laſſen wird, ſo hat man das Waſſervolumen pr. Umdrehung der Schraube:

$$W = n\,W_1 = \frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,a.$$

Das Luftvolumen V pr. Umdrehung iſt wegen der Compreſſibilität der Luft ſtets etwas kleiner als das Waſſervolumen W, und zwar bei einem eingängigen Gewinde, wie Fig. 921, annähernd um das Prisma EL (III.) von dem Inhalte $(r - r_1)\,\frac{a}{n}\,h\,cos.\,\alpha$, ſo daß

$$\begin{aligned} V &= n\left(\frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,\frac{a}{n} - (r - r_1)\,\frac{a}{n}\,h\,cos.\,\alpha\right) \\ &= \left(\frac{\pi\,(r + r_1)}{2} - h\,cos.\,\alpha\right)(r - r_1)\,a \\ &= \left[\pi\left(\frac{r + r_1}{2}\right) - {}^1/_4\,a\,sin.\,2\,\alpha\right](r - r_1)\,a \end{aligned}$$

folgt.

Bei einem zweigängigen Gewinde, wie Fig. 922 darſtellt, iſt das Luftvolumen um ein Prisma EN (III.) kleiner als das Waſſervolumen, deſſen ſenkrechte Höhe x aus den Gleichungen

$$\begin{aligned} h_1 &= 2\,x + {}^1/_2\,a\,sin.\,\alpha, \\ h_2 &= 2\,x \end{aligned}$$

und

$$h_1 + h_2 = h = {}^3/_2\,a\,sin.\,\alpha$$

folgt.

Es iſt hiernach $x = {}^1/_4\,a\,sin.\,\alpha = {}^1/_6\,h$ und daher das Luftvolumen pr. Umdrehung:

$$\begin{aligned} V &= n\left(\frac{\pi}{2}\,(r^2 - r_1^2)\,\frac{a}{n} - (r - r_1)\,\frac{a}{n}\cdot\frac{h}{6}\,cos.\,\alpha\right) \\ &= \left[\pi\left(\frac{r + r_1}{2}\right) - {}^1/_6\,h\,cos.\,\alpha\right](r - r_1)\,a \\ &= \left[\pi\left(\frac{r + r_1}{2}\right) - \frac{1}{8}\,a\,sin.\,2\,\alpha\right](r - r_1)\,a. \end{aligned}$$

Macht die Cagniardelle pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt das von derſelben geförderte Windquantum pr. Secunde, im erſten Falle:

$$Q = \frac{u\,V}{60} = \frac{u\,a}{60}\,(r - r_1)\left[\pi\left(\frac{r + r_1}{2}\right) - {}^1/_4\,a\,sin.\,2\alpha\right]$$

und im zweiten:

$$Q = \frac{u\,a}{60}\,(r - r_1)\left[\pi\left(\frac{r + r_1}{2}\right) - {}^1/_8\,a\,sin.\,2\,\alpha\right].$$

Digitized by Google

Gagniardelle. Die durchfließende Waſſermenge pr. Secunde iſt dagegen in beiden Fällen:

$$Q_1 = \frac{\pi u a}{120} (r^2 - r_1^2).$$

Die mechaniſche Arbeit, welche der Umtrieb dieſes Gebläſes erfordert, wird, wenn man von allen Nebenhinderniſſen abſieht, mittels der bekannten Formel

$$L = \left[1 - 0{,}3521 \left(\frac{h}{b}\right) + 0{,}2000 \left(\frac{h}{b}\right)^2\right] Q h \gamma$$

beſtimmt.

Durch die Reibung des Waſſers in der Schlange und am äußeren Umfange des Mantels, ſowie durch den Widerſtand, welchen das Waſſer bei ſeinem Eintritte in die Windkammer und bei ſeinem Durchgange durch die Ausmündung derſelben zu überwinden hat, wird dieſer Arbeitsaufwand noch etwas vergrößert. Auch erfordert die Reibung an den Umfängen der beiden Wellenzapfen und an der Grundfläche des unteren Zapfens noch einen anſehnlichen Arbeitsaufwand, wie wohl der Zapfendruck durch den Auftrieb des Waſſers vermindert wird.

Bezeichnet c die Geſchwindigkeit, mit welcher ſich das Waſſer in der Schlange fortbewegt, und c_1 die Geſchwindigkeit, mit welcher es durch die ringförmige Oeffnung S in das Baſſin zurückfließt, ferner l die Länge, d die mittlere Weite eines Schraubengewindes und Q_1 die pr. Secunde durch das ganze Gebläſe fließende Waſſermenge, ſo hat man bekannten Regeln der Hydraulik zufolge, die auf die Ueberwindung der hydrauliſchen Nebenhinderniſſe zu verwendende mechaniſche Arbeit:

$$L_1 = \left[\left(1 + \xi \frac{l}{d}\right) \frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g}\right] Q_1 \gamma.$$

Iſt endlich G das ganze Gewicht der Schraube, A der Auftrieb oder das Gewicht des von demſelben verdrängten Waſſers, v die Umfangsgeſchwindigkeit der Trommel, ϱ der Halbmeſſer des oberen und ϱ_1 der des unteren Wellenzapfens, ſo hat man noch die von der Zapfenreibung in Anſpruch genommene Arbeit

$$L_2 = \varphi \left(\frac{\varrho + \varrho_1}{2r}\right) v (G - A) \cos.\alpha + {}^2/_3 \varphi \frac{\varrho_1}{r} v (G - A) \sin.\alpha$$

$$= \left(\frac{\varrho + \varrho_1}{2r} \cos.\alpha + {}^2/_3 \frac{\varrho_1}{r} \sin.\alpha\right) \varphi (G - A) v.$$

Bezeichnet β den Steigwinkel der Schraube in Hinſicht auf die Umdrehungsebene derſelben, ſo iſt der Querſchnitt des Schraubengewindes:

$$F_1 = (r - r_1) \frac{a}{n} \cos.\beta,$$

und daher

$$c = \frac{Q + Q_1}{n F_1} = \frac{Q + Q_1}{(r - r_1) a \cos.\beta}.$$

Iſt ferner r_2 der Halbmeſſer der unteren Trommelmündung und r_3 der Cagniardelle. der Welle an der Stelle, wo dieſelbe durch dieſe Mündung hindurchgeht, ſowie F_3 der durch eben dieſe Mündung gehenden Windableitungsröhre, ſo hat man den Querſchnitt der Abflußmündung S:

$$F_2 - F_3 = \pi (r_2^2 - r_3^2),$$

und daher

$$c_1 = \frac{Q_1}{F_2 - F_3} = \frac{Q_1}{\pi (r_1^2 - r_2^2)}.$$

Ferner iſt die Länge eines Schraubengewindes, wenn daſſelbe aus v Gängen beſteht:

$$l = v \left(\frac{r + r_1}{2}\right) \cdot \frac{2\pi}{cos.\beta} = \frac{v \pi (r + r_1)}{cos.\beta},$$

und die mittlere Weite deſſelben:

$$d = \frac{4 F_1}{p_1} = \frac{4 (r - r_1)\, a\, cos.\beta}{2 [n (r - r_1) + a\, cos.\beta]} = \frac{2 (r - r_1)\, a\, cos.\beta}{n (r - r_1) + a\, cos.\beta}.$$

Was endlich noch den Auftrieb anlangt, ſo iſt dieſer gleich dem Gewichte des von dem unter dem Waſſerſpiegel $Z Z$ befindlichen Stücke der armirten Schraube verdrängten Waſſers plus dem Ueberſchuſſe des inneren Luftdruckes auf die Waſſerſpiegel im Inneren der Schraube über den äußeren Luftdruck.

Uebrigens iſt die Cagniardelle eines der vollkommenſten Gebläſe, da ſie weder Ventile noch eine Liderung nöthig und deshalb nur unbedeutende Nebenhinderniſſe zu überwinden und keine Windverluſte hat. Dagegen macht man dieſen Gebläſen den Vorwurf, daß ſie feuchten, dem Schmelzproceß nicht zuträglichen Wind liefern.

Beiſpiel. Eine Cagniardelle ſoll ein Windquantum $Q = 10$ Cubikfuß pr. Secunde von der Preſſung $h = 24$ Zoll Waſſerſäule liefern, welche Dimenſionen ſind derſelben zu geben, und welchen Arbeitsaufwand wird ihr Umtrieb erforden? Geben wir der Schraubenare eine Neigung von 20 Grad gegen den Horizont, und ſetzen wir die ganze Schraube aus drei Gewinden von je zwei Gängen oder Umläufen zuſammen, ſo muß dieſelbe die Ganghöhe

$$a = \frac{2h}{3\, sin.\alpha} = \frac{16}{sin.20^0} = 46{,}78 \text{ Zoll erhalten.}$$

Nehmen wir aber zur Sicherheit, $a = 48$ Zoll und folglich die Länge der Schraube ohne die Windkammer, $2a = 96$ Zoll $= 8$ Fuß an. Geben wir ferner der Schraube den mittleren Halbmeſſer $\frac{r+r_1}{2} = 30$ Zoll $= 2\frac{1}{2}$ Fuß, und laſſen wir dieſelbe pr. Minute 6mal umlaufen, ſo erhalten wir die nöthige Höhe eines Gewindes:

$$r - r_1 = \frac{60\, Q}{u\, a \left[\pi \left(\frac{r+r_1}{2}\right) - \frac{1}{8} a\, sin.2\alpha\right]} = \frac{600}{6 \cdot 4 (\frac{3}{2}\pi - \frac{1}{2}\, sin.40^0)}$$

$$= \frac{25}{7{,}8540 - 0{,}3214} = \frac{25}{7{,}5326} = 3{,}319 \text{ Fuß} = 39{,}83 \text{ Zoll},$$

wofür ſich $= 40$ Zoll ſetzen läßt.

Digitized by Google

Cagniardelle. Da aber $r + r_1 = 60$ Zoll ist, so folgt der Halbmesser des Schraubenmantels:

$$r = \frac{60 + 40}{2} = 50 \text{ Zoll}$$

und der der Spindel:

$$r_1 = \frac{60 - 40}{2} = 10 \text{ Zoll.}$$

Hiernach steht der Wasserspiegel in der Windkammer um

$$\frac{a}{2} \sin. 20^0 = 24 \sin. 20^0 = 8\frac{1}{4} \text{ Zoll}$$

über der Wellenare und um

$r \cos. 20^0 - 2a \sin. 20^0 = 50 . 0{,}9397 - 96 . 0{,}3420 = 46{,}99 - 32{,}83 = 14{,}16$ Zoll

unter dem Mantel, und es ist daher noch Raum genug vorhanden, um die Einmündung der Windröhre einige Zoll über den freien Wasserspiegel legen zu können. Die theoretische Leistung dieses Gebläses ist, bei 27 Zoll Barometerstand:

$$L = \left[1 - 0{,}3521 \cdot \frac{24}{27 . 13{,}6} + 0{,}2000 \cdot \left(\frac{24}{27 . 13{,}6}\right)^2\right] . 10 . 2 . 66$$

$$= (1 - 0{,}3521 . 0{,}06536 + 0{,}2000 . 0{,}00427) . 1320 = 0{,}9778 . 1320$$

$= 1291$ Fußpfund $= 2{,}53$ Pferdekräfte.

Bei der Ganghöhe $a = 48$ Zoll und dem mittleren Schraubenhalbmesser $\frac{r + r_1}{2} = 30$ Zoll, ist für den Steigwinkel der Schraubenare:

$$\tang. \beta = \frac{a}{\pi (r + r_1)} = \frac{48}{30 . 3{,}1416} = \frac{8 . 0{,}3183}{5} = 0{,}5093,$$

daher dieser Winkel selbst:

$\beta = 27$ Grad.

Nun folgt der Querschnitt aller drei Schraubengewinde:

$n F_1 = (r - r_1) a \cos. \beta = 40 . 48 \cos. 27^0 = 1920 . 0{,}891 = 1711$ Quadratzoll

$= 11{,}9$ Quadratfuß.

Die Wassermenge, welche pr. Secunde durch diese Cagniardelle durchströmt, ist

$$Q_1 = \frac{\pi u a}{120} (r^2 - r_1^2) = \frac{\pi}{20} \cdot 4 \frac{(50^2 - 10^2)}{12^2} = \frac{\pi}{5} \cdot \frac{2400}{144} = \frac{31{,}416}{3}$$

$= 10{,}472$ Cubikfuß,

folglich die mittlere Geschwindigkeit, mit welcher die Luft und das Wasser durch die Schraubengänge strömt:

$$c = \frac{Q + Q_1}{n F_1} = \frac{10 + 10{,}472}{11{,}9} = \frac{20{,}472}{11{,}9} = 1{,}72 \text{ Fuß.}$$

Die dieser Geschwindigkeit zugehörige Höhe ist

$$\frac{c^2}{2g} = 0{,}016 . (1{,}72)^2 = 0{,}0473 \text{ Fuß.}$$

Giebt man der Ausmündung des Schraubenmantels den Halbmesser $r_2 = 1\frac{1}{4}$ Fuß $= 15$ Zoll, und der Spindel an der Stelle der Ausmündung den Halbmesser $r_3 = 4$ Zoll, so erhält man den Querschnitt der ringförmigen Abflußmündung:

$$F_2 = \pi (r_2^2 - r_3^2) = \frac{\pi (225 - 16)}{144} = \frac{209\pi}{144} = 4{,}56 \text{ Quadratfuß.}$$

Erhält nun noch die Windableitungsröhre den äußeren Querschnitt $F_3 = 1$ Quadratfuß, so folgt der Querschnitt der Mündung zum Ausfließen des Wassers aus dem Mantel:

Digitized by Google

$$F_2 - F_3 = 4{,}56 - 1 = 3{,}56 \text{ Quadratfuß,}$$ Cagniardelle.

daher die Abflußgeſchwindigkeit:

$$c_1 = \frac{Q_1}{F_2 - F_3} = \frac{10{,}472}{3{,}56} = 2{,}942 \text{ Fuß,}$$

und die entſprechende Geſchwindigkeitshöhe:

$$\frac{c_1^2}{2g} = 0{,}016 \,.\, (2{,}942)^2 = 0{,}138 \text{ Fuß.}$$

Noch iſt die Arenlänge eines Schraubengewindes:

$$l = \frac{\nu\pi(r + r_1)}{\cos\beta} = \frac{2 \,.\, 5 \,.\, \pi}{\cos 27^\circ} = \frac{31{,}41}{0{,}891} = 35{,}26 \text{ Fuß,}$$

und die mittlere Weite deſſelben:

$$d = \frac{2(r - r_1)\, a \cos\beta}{n(r - r_1) + a\cos\beta} = \frac{2 \,.\, 40 \,.\, 48 \,.\, \cos 27^\circ}{3 \,.\, 40 + 48\cos 27^\circ} = \frac{160\cos 27^\circ}{5 + 2\cos 27^\circ}$$
$$= 21{,}01 \text{ Zoll} = 1{,}75 \text{ Fuß.}$$

Nun folgt, wenn man noch den Reibungscoefficienten des Waſſers, $\zeta = 0{,}0272$ ſetzt, der Arbeitsaufwand, welchen die Ueberwindung der hydrauliſchen Nebenhinderniſſe erfordert:

$$L_1 = \left[\left(1 + \zeta\frac{l}{d}\right)\frac{c^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g}\right] Q_1\gamma$$
$$= \left[\left(1 + 0{,}0272\,\frac{35{,}26}{1{,}75}\right) \,.\, 0{,}0473 + 0{,}138\right] \,.\, 10{,}472 \,.\, 66$$
$$= (1{,}548 \,.\, 0{,}0473 + 0{,}138) \,.\, 691 = 0{,}211 \,.\, 692 = 140 \text{ Fußpfund.}$$

Hiernach iſt die erforderliche Leiſtung dieſes Gebläſes ohne Rückſicht auf die Zapfenreibung:

$$L + L_1 = 1291 + 140 = 1431 \text{ Fußpfund.}$$

Nehmen wir an, daß die gußeiſerne Welle der Maſchine $5\frac{1}{2}$ Cubikfuß, der ſchmiedeeiſerne Blechmantel 2,5 Cubikfuß und die ſchmiedeeiſernen Schraubengewinde 1,5 Cubikfuß Raum einnehmen, ſo können wir das Gewicht der Maſchine $G = 5{,}5 \,.\, 475 + 4 \,.\, 508 = 2612 + 2032 = 4645$ Pfund ſetzen. Ziehen wir noch den Auftrieb des Waſſers $= 5{,}5 \,.\, 66 + 2 \,.\, 66 = 7{,}5 \,.\, 66 = 495$ Pfund ab, ſo folgt der Zapfendruck der Welle $= 4645 - 495 = 4150$ Pfund.

Giebt man den oberen Zapfen den Halbmeſſer $\varrho = 3$ Zoll, den unteren den Halbmeſſer $\varrho_1 = 1$ Zoll und nimmt man den Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}075$ an, ſo erhält man die Arbeit, welche die Zapfenreibung in Anſpruch nimmt:

$$L_2 = (\tfrac{2}{12}\cos 20^\circ + \tfrac{2}{3} \,.\, \tfrac{1}{12}\sin 20^\circ) \,.\, 0{,}075 \cdot \frac{6\pi}{30} \cdot 4150$$
$$= (0{,}1566 + 0{,}0190) \,.\, 62{,}25\,\pi = 34 \text{ Fußpfund.}$$

Endlich folgt die geſammte Leiſtung zum Umtriebe dieſes Gebläſes:

$$L + L_1 + L_2 = 1431 + 34 = 1465 \text{ Fußpfund} = 3\tfrac{1}{2} \text{ Pferdekräfte,}$$

und der Wirkungsgrad deſſelben:

$$\eta = \frac{L}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{1291}{1465} = 0{,}881.$$

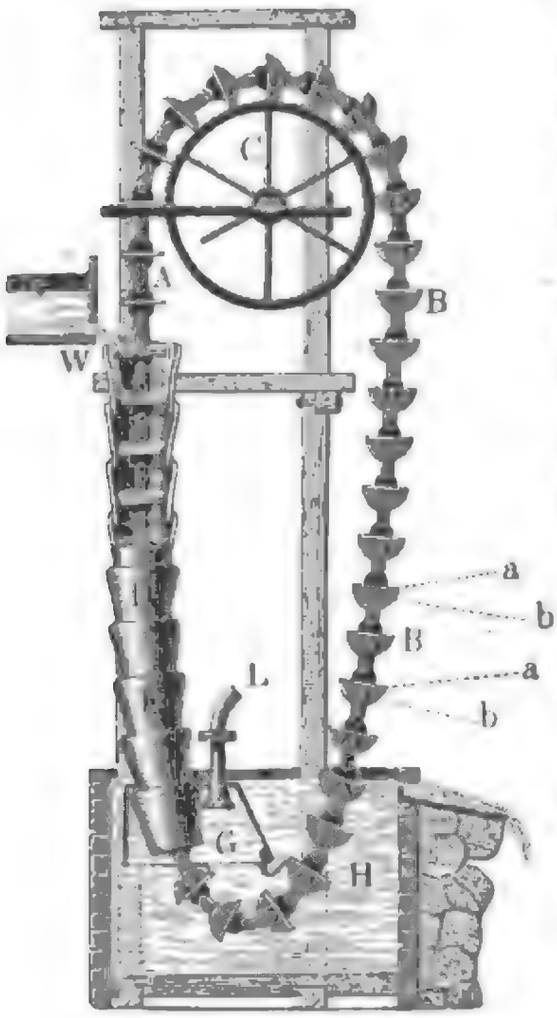
Anmerkung. Die Schöpfradgebläſe wirken ähnlich wie die Schraubengebläſe. Ueber Lüders' Schöpfradgebläſe ſ. Dingler's polytechn. Journal Bd. 128, 1853, und über Stecker's rotirendes Gebläſe: polytechn. Centralblatt, 7. Jahrgang, 2. Bd. 1841. Ein einfaches Schöpfradgebläſe von F. Riſchner, welches auf der baierſchen Eiſenhütte Hammerau angewendet iſt, wird beſchrieben in den Annales des Mines, T. VI, Série IV, 1844.

Digitized by Google

Kettengebläse.

§. 453. Das Ketten- oder Paternostergebläse (franz. le chapelet; engl. the rosary or chain-trompe) ist im Wesentlichen von der Noria oder dem Kolbenrade (s. Band II, §. 306), sowie von einem Paternosterwerke (s. Band III, §. 331) nicht verschieden. Das erste Kettengebläse ist vom Herrn Oberberginspector Henschel zuerst und zwar für einige hessische Hütten und den Frischfeuerbetrieb am Silbern-Aal bei Clausthal construirt worden (s. Studien des Göttingenschen Vereins bergmännischer Freunde Band I, 1824, auch Karsten's Metallurgie Band III, sowie Prechtl's Encyclopädie Bd. VI, Art. Gebläse). Die Kette ohne Ende, aus welcher dieses Gebläse besteht, hängt an einem eisernen Leitrade C, Fig. 924, und zieht sich durch eine eiserne, aus kürzeren Stücken zusammengesetzte Röhre DE, welche von oben mit Wasser gespeist wird und unten in dem Windbehälter G ausmündet. Die Scheiben oder Teller, wodurch die Zellen im Innern der Röhre gebildet werden, bestehen aus je zwei halbkreisförmigen Blechklappen b, b, und je einem eisernen Ringe a, a, welcher durch Rippen fest mit der Kette AHB verbunden ist. Diese Klappen legen sich auf der Seite, wo die Kette niedergeht, auf ihre Ringe auf und hängen dagegen auf der Seite, wo die Kette aufsteigt, herab. Das bei W einfallende Aufschlagwasser füllt die Zellen innerhalb der Röhre zum Theil mit Wasser, welches durch sein Gewicht die Scheiben, wodurch diese Zellen gebildet werden, niederdrückt und dadurch die ganze Kette in einer stetigen Bewegung erhält.

Fig. 924.



Die Luft, welche oben mit dem Wasser zugleich in die Röhre eintritt, gelangt am unteren Ende der Röhre DE in den bodenlosen Windkasten G und von da durch die Windleitung GL nach dem Feuerraume oder dem Punkte des Bedarfs, wogegen das Aufschlagwasser beim Austritte aus der Röhre in den Behälter H fließt. Durch ein an der Abflußmündung angebrachtes Schutzbrett läßt sich das Wasser in dem Behälter aufstauen und dem in G abgesperrten Wind die erforderliche Pressung geben. Die Höhe des freien Wasserspiegels im Behälter über der Oberfläche des Wassers im Windkasten ist zugleich der Wassermanometerstand h des erzeugten Windes.

Digitized by Google

Bezeichnet Q das Aufſchlagwaſſerquantum pr. Secunde, h das Gefälle, Kettengebläſe.
Q_1 die erzeugte Windmenge pr. Secunde, h_1 die durch die Höhe einer Waſſerſäule gemeſſene Windpreſſung und η den Wirkungsgrad des ganzen Kettengebläſes, ſo hat man die Gleichung:

$$\eta Q h = Q_1 h_1,$$

und es iſt daher

$$Q = \frac{Q_1 h_1}{\eta h}.$$

Soll ſich die Kette mit der Geſchwindigkeit v bewegen, ſo iſt die erforderliche Waſſerkraft

$$P = \frac{Q h \gamma}{v} = \frac{Q_1 h_1 \gamma}{\eta v}.$$

Dieſelbe iſt aber auch gleich dem Gewichte des Waſſers innerhalb der Röhre, und zwar

$$= n s F \gamma,$$

wenn F den Querſchnitt der Röhre, s die Höhe der Waſſerſchicht in jeder Zelle und n die Anzahl der Zellen oder Waſſerſchichten innerhalb der Röhre bezeichnet. Es folgt daher:

$$F = \frac{P}{n s \gamma} = \frac{Q h}{n s v} = \frac{Q_1 h_1}{\eta n s v}.$$

Noch iſt $\frac{h}{n} = s + s_1$, und $\frac{s_1}{s} = \frac{\eta h}{h_1}$, wenn s_1 die Höhe der Luftſchicht innerhalb einer Zelle bedeutet, daher folgt:

$$\frac{h}{n} = s + s_1 = \frac{s(\eta h + h_1)}{h_1},$$

ſowie

$$n s = \frac{h h_1}{\eta h + h_1},$$

und der geſuchte Röhrenquerſchnitt:

$$F = \frac{Q}{v} \cdot \frac{\eta h + h_1}{h_1} = \frac{Q_1}{v} \cdot \frac{\eta h + h_1}{\eta h}.$$

Die Geſchwindigkeit der Kette beſtimmt ſich aus der Umdrehungszahl u des Leitrades C und aus dem Abſtande r der Kettenaxe von der Radaxe mittels der bekannten Formel

$$v = \frac{\pi u r}{30}.$$

Die häufigen Reparaturen und größeren Unterhaltungskoſten ſind jedenfalls weſentliche Urſachen, weshalb dieſe Gebläſe keine größere Anwendung gefunden haben.

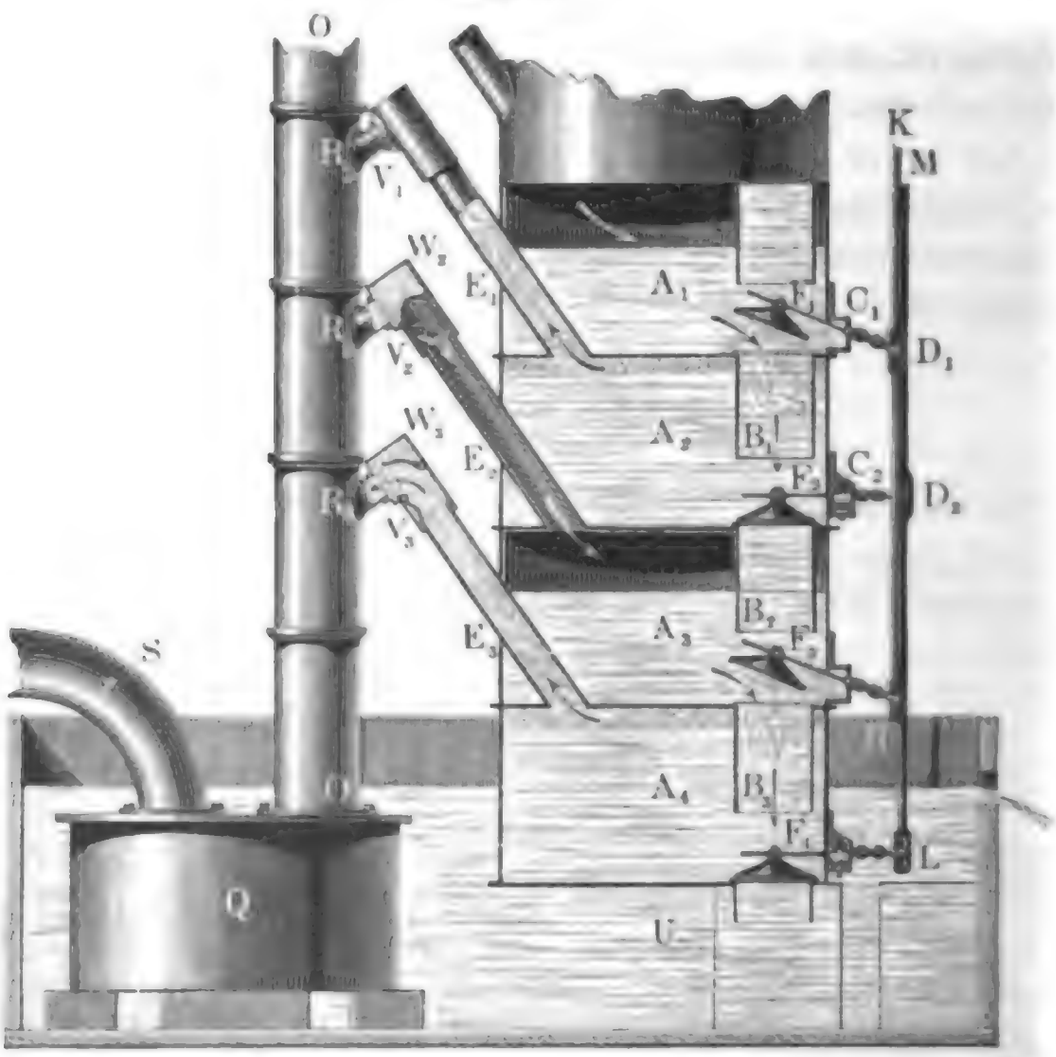
Digitized by Google

Waſſerſäulengebläſe.

§. 454. Sehr eigenthümlich iſt auch das Henſchel'ſche Waſſerſäulengebläſe (franz. machine soufflante à colonne d'eau; engl. water-pressure blast machine), welches auf der Eiſenhütte zu Veckerhagen in Kurheſſen angewendet und in einer beſonderen unter dem Titel »Henſchel's Waſſerſäulengebläſe« u. ſ. w. von J. C. Pfort, Berlin, 1833, erſchienenen Schrift beſchrieben iſt.

Dieſes Gebläſe beſteht aus einer Menge gußeiſerner Gefäße, welche in einer ſenkrechten Säule über einander geſtellt ſind und durch oben zufließendes Waſſer abwechſelnd mit Waſſer angefüllt werden, wobei die eingeſchloſſene Luft comprimirt und zum Eintritte in die Windleitung genöthigt wird. In Fig. 925 iſt der ſenkrechte Durchſchnitt von dem unteren Theile dieſes

Fig. 925.



Gebläſes abgebildet. Die Gefäße A_1, A_2... ſtehen durch die Röhren B_1, B_2... mit einander in Verbindung, deren Einmündungen durch die Ventile F_1, F_2... verſchließbar ſind. Letztere hängen an doppelarmigen Hebeln $F_1 C_1 D_1$, $F_2 C_2 D_2$..., deren Enden D_1, D_2... abwechſelnd an einer der Stangen HK und LM befeſtigt ſind. Dieſe Stangen werden durch eine kleine einfach-wirkende Waſſerſäulenmaſchine und ein Gegengewicht ab-

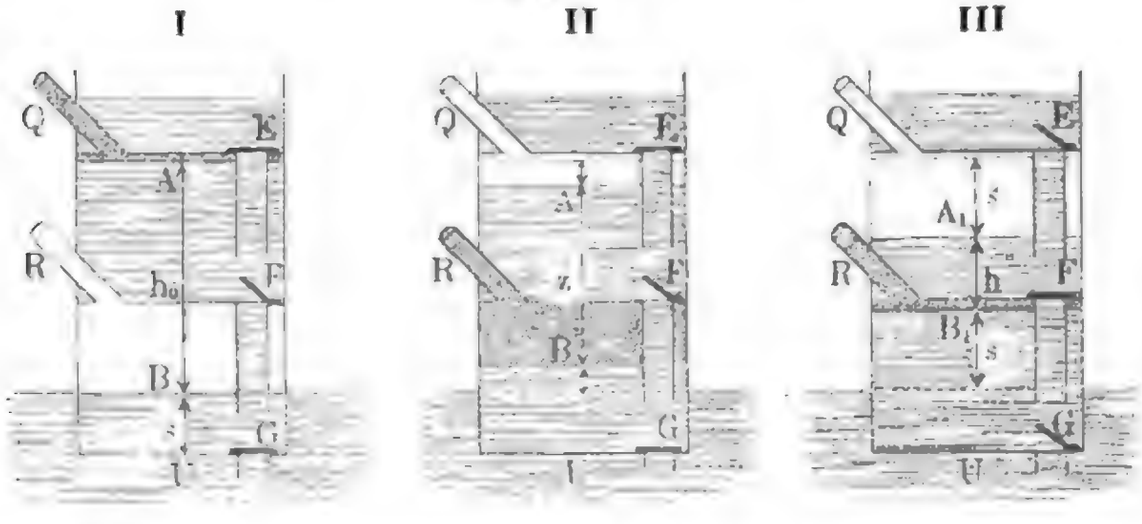
Digitized by Google

wechselnd auf- und niederbewegt, und die Steuerung dieser Hülfsmaschine wird durch einen Schwimmer in Verbindung mit einem Gegengewichte hervorgebracht. Während bei geöffnetem Ventile F_3 das Wasser aus einem Gefäße A_3 in das andere Gefäß A_4 fließt, eröffnet sich das Saugventil V_2 und strömt in der Röhre E_2 Luft nach, welche den frei werdenden Raum in A_3 wieder ausfüllt. Die Luft in A_4, welche durch das bei B_3 zufließende Wasser zusammengedrückt wird, stößt das Blaseventil W_3 auf und strömt durch die Knieröhre $E_3 R_3$ in die nach dem Windregulator Q führende Windleitung OO. Bei der umgekehrten Stangenstellung findet natürlich auch ein umgekehrtes Einsaugen und Ausblasen der Luft statt; während jetzt die Gefäße A_1 und A_3 Luft eingesaugt, und die Gefäße A_2 und A_4 dieselbe ausgeblasen haben, wird bei der umgekehrten Stangenstellung, wo die Ventile F_1 und F_3 geschlossen, dagegen die Ventile F_2 und F_4 geöffnet sind, Luft in die Gefäße A_2 und A_4 ein- und aus den Gefäßen A_1 und A_3 ausströmen. Nachdem das Wasser die ganzen Gefäße durchlaufen hat, strömt es bei geöffnetem Ventile F_4 in das Unterwasser U. Die specielle Einrichtung dieses ziemlich complicirten Gebläses ist in der oben citirten Monographie von Pfort beschrieben.

Wassersäulengebläse.

Der Gang und die Wirkungsweise des Wassersäulengebläses sind aus den Abbildungen I., II. und III. von Fig. 926 zu ersehen. In I. ist das

Fig. 926.



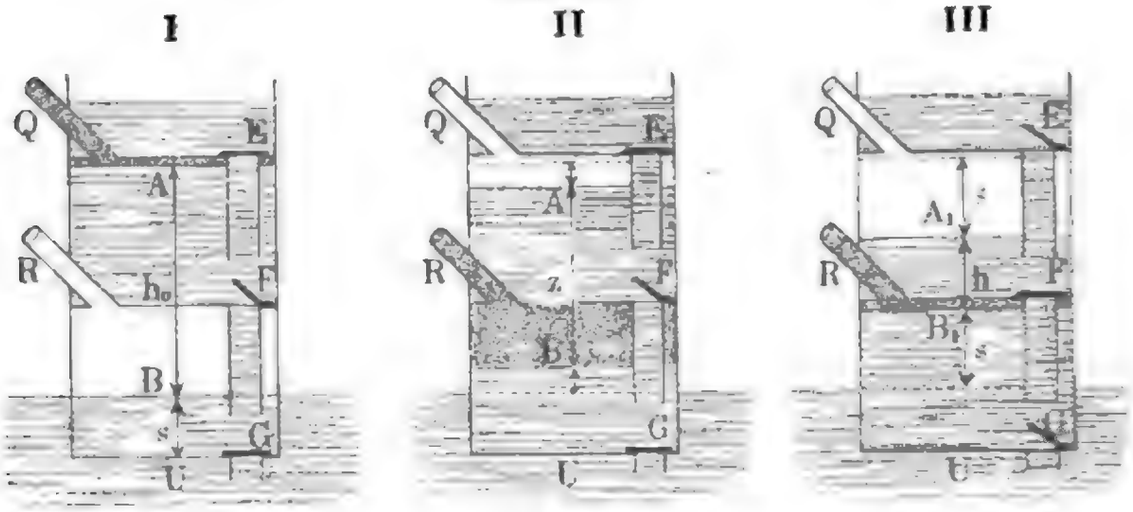
Ventil F eröffnet, dagegen sind die benachbarten Ventile E und G geschlossen; der obere Raum des Behälters B ist mit Luft von der äußeren Dichtigkeit erfüllt, während im Behälter A eine kleine Menge Wind von der inneren Pressung zurückbleibt. Kurz nach Eröffnung von F geht jedoch die letztere in die äußere Pressung über und es öffnet sich das Saugventil in der Röhre R; es strömt daher anfangs mit einer übermäßigen Geschwindigkeit von A nach B, welche dem Abstande h_0 der Wasserspiegel in A und B als Druckhöhe zukommt. Diese Geschwindigkeit wird allmälig kleiner und kleiner, da nicht allein die Druckhöhe $AB = z$ (II.) allmälig ab-

Digitized by Google

Wassersäulengebläse.

nimmt, sondern auch die Pressung der Luft in B wächst, bis sie die der Luft im Regulator angenommen hat. Endlich hört der Ausfluß des Wassers aus A in B und das Fortströmen der Luft aus B nach dem

Fig. 927.



Regulator ganz auf, wenn, wie in III., der Abstand zwischen den beiden Wasserspiegeln dem Wassermanometerstande des Windes im Regulator gleich geworden ist. Nach Eintritt dieses Gleichgewichtszustandes verschließt man das Ventil F und eröffnet die Ventile E und G, worauf nun aus dem Behälter A durch die Röhre Q Wind in den Regulator gedrückt und Wasser aus B in das Unterwasser U abgelassen wird.

Bezeichnet a die Höhe eines Behälters wie A, B ... und s die Höhe der jedesmal aus demselben abgelassenen Wasserschicht, so hat man die Druckhöhe am Anfange des Ausflusses (I.):

$$AB = h_0 = a + s,$$

und die am Ende desselben (III.):

$$A_1 B_1 = h = h_0 - 2s = a - s.$$

Umgekehrt ist die für eine gegebene Manometerhöhe nöthige Gefäßhöhe:

$$a = h + s.$$

Bezeichnet ferner F den Querschnitt eines Gefäßes, so ist das Wasserquantum und Luftvolumen, welches nach jeder Umsteuerung ausfließt und einströmt:

$$V = Fs,$$

und ist noch n_1 die Anzahl der Gefäße, sowie n die Anzahl der Spiele oder Ausgüsse eines Gefäßes pr. Minute, so hat man das pr. Secunde geförderte Luftquantum, unter dem äußeren Drucke gemessen:

$$Q = \frac{n}{60} \cdot n_1 V = \frac{n}{60} n_1 Fs = \frac{n n_1}{60} Fs,$$

sowie die pr. Secunde verbrauchte Aufschlagwassermenge:

$$Q_1 = \frac{n}{60} V = \frac{n}{60} Fs = \frac{Q}{n_1}.$$

Digitized by Google

Das ganze Gefälle der Maſchine iſt $h_1 = n_1 a$ und daher die Total- Waſſerſäulen-gebläſe.
leiſtung derſelben, ohne Rückſicht auf Nebenhinderniſſe:

$$L_1 = Q_1 h_1 \gamma = n_1 a Q_1 \gamma.$$

Da ſich die Nutzleiſtung $L = Qh\gamma$ ſetzen läßt, ſo folgt der theoretiſche Wirkungsgrad dieſer Gebläſemaſchine:

$$\eta = \frac{L}{L_1} = \frac{Qh}{Q_1 h_1} = n_1 \frac{h}{n_1 a} = \frac{h}{a} = \frac{a - s}{a} = 1 - \frac{s}{a}.$$

Es nähert ſich alſo der Wirkungsgrad eines ſolchen Gebläſes der Einheit um ſo mehr, je kleiner die Höhe s der Luft- und Waſſerſchicht iſt, welche bei je einer Ventileröffnung zu- und abfließt.

Für $s = \frac{a}{4}$ iſt $\eta = {}^3/_4$ und

für $s = \frac{a}{2}$ iſt $\eta = {}^1/_2$.

Um einen vortheilhaften Effect zu erzielen, wird man s höchſtens ${}^1/_3 h$ und daher die Gefäßhöhe $a = {}^4/_3 h$ machen müſſen, wobei dann $\eta = {}^3/_4$ ausfällt. Uebrigens iſt es zur beſſeren Einführung der Luft nöthig, die Gefäße nicht ganz mit Waſſer anzufüllen, und den höchſten Waſſerſpiegel noch ungefähr 1 Zoll vom Gefäßdeckel abſtehen zu laſſen.

Bei dem Waſſerſäulengebläſe in Beckerhagen iſt die Windpreſſung $h = 2$ Fuß, das Gefälle $h_1 = 28$ Fuß, die Anzahl der Behälter, $n_1 = 8$, folglich die Höhe eines einzelnen:

$$a = \frac{h_1}{n_1} = {}^{28}/_8 = {}^7/_2 = 3{,}5 \text{ Fuß},$$

daher die Höhe der zu- und abfließenden Luft- und Waſſerſchicht:

$$s = a - h = 1{,}5 \text{ Fuß},$$

und der theoretiſche Wirkungsgrad:

$$\eta = 1 - \frac{1{,}5}{3{,}5} = {}^4/_7 = 0{,}57.$$

Ferner iſt der Querſchnitt der Behälter, $F = 28{,}26$ Quadratfuß und die Anzahl der Füllungen eines Behälters pr. Minute, $n = 2{,}5$; folglich die Aufſchlagwaſſermenge pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{n}{60} Fs = \frac{2{,}5}{60} \cdot 28{,}26 \,.\, 1{,}5 = 1{,}76 \text{ Cubikfuß},$$

die geförderte Windmenge pr. Secunde:

$$Q = n_1 Q = 8 \,.\, 1{,}76 = 14{,}13 \text{ Cubikfuß},$$

und der theoretiſche Arbeitsaufwand zum Betriebe dieſes Gebläſes:

$$L_1 = Q_1 h_1 \gamma = 1{,}76 \,.\, 28 \,.\, 66 = 3253 \text{ Fußpfund}$$
$$= 6{,}38 \text{ Pferdekräfte}.$$

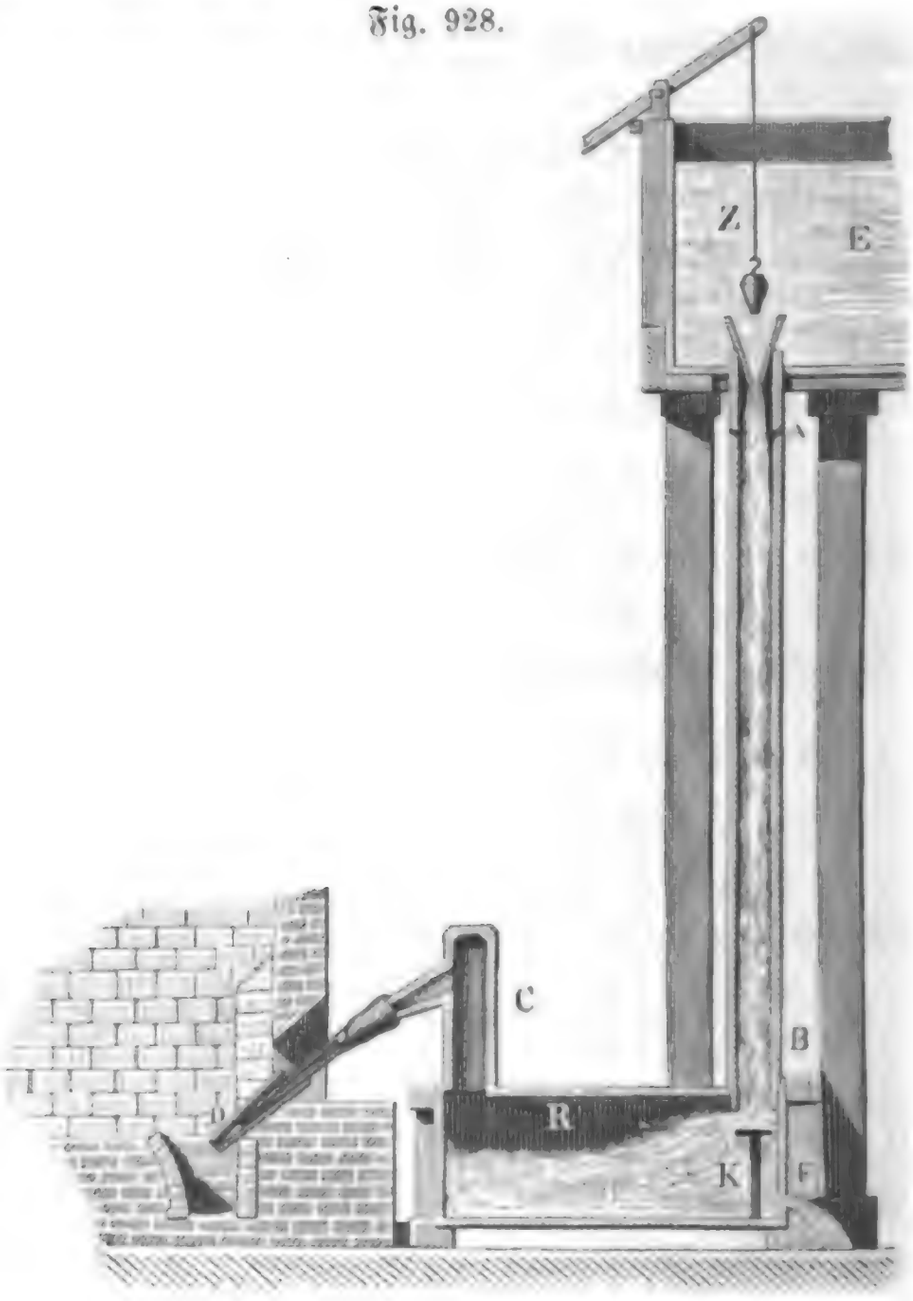
Digitized by Google

Waſſertrommelgebläſe.

§. 455. Das **Waſſertrommelgebläſe** (franz. la trompe; engl. the trompe) iſt jedenfalls die einfachſte aller Gebläſe- und Wettermaſchinen, da hier die Luft unmittelbar durch das Waſſer fortbewegt wird und folglich kein einziger beweglicher Maſchinentheil nöthig iſt. Daſſelbe iſt einem beſonderen Pumpenſyſtem, dem der **Saugſtrahlpumpen** (franz. pompe à jet aspirant; engl. sucking-jet pump), bei zuzählen, bei welchem ein Fluidum durch einen Luft-, Dampf- oder Waſſerſtrahl angeſaugt, d. i. in Folge des äußeren Ueberdruckes über den des Fluidums, welches den Strahl bildet, durch Seitenmündungen in eine Röhre hineingedrückt und darin weiter fortgeführt wird (ſ. Band I, §. 368, beſonders aber die Experimentalhydraulik, §. 37, »die Verſuche über den poſitiven und negativen Waſſerdruck«).

Das gewöhnliche Waſſertrommelgebläſe beſteht in einer aufrechtſtehenden, mindeſtens 12 Fuß langen Röhre AB, welche aus einem Reſervoir oder

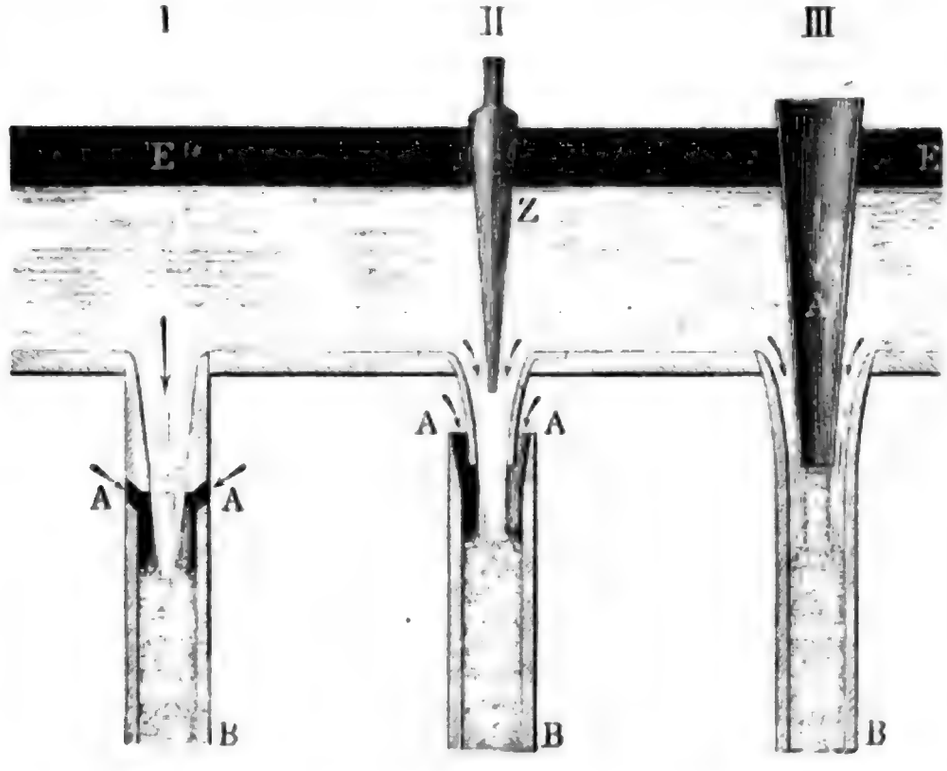
Fig. 928.



Einfallkaſten *E* mit Waſſer geſpeiſt wird, und durch Seitenmündungen *A A* Luft anſaugt, die von dem niederfallenden Waſſer mit fortgeriſſen und in einem Kaſten, der ſogenannten Trommel, *R* aufgefangen wird. Während das niedergefallene Waſſer durch ein Loch *F* nahe am Boden dieſes Kaſtens abfließt, wird die aufgefangene Luft durch eine Windröhre *C D* nach dem Ofen *D* oder einem anderen Punkte des Bedarfes geführt. Die Einfallröhren beſtehen entweder in ausgepichten hölzernen Lutten oder in ausgebohrten Holzröhren, oder auch in gußeiſernen Röhren; ſie haben eine Weite von 6 bis 10 Zoll und eine Länge von 12 bis 24 Fuß. Der Trichter, durch welchen das Waſſer in die Einfallröhre geführt wird, hat bei einer $2^1/_2$ bis 5 Fuß unter dem Oberwaſſerſpiegel befindlichen Ausmündung, circa $^5/_8$mal ſo viel Weite als die Einfallröhre, es iſt folglich der Querſchnitt des in dieſe Röhre eintretenden Waſſerſtromes, $(^5/_8)^2 = {}^{25}/_{64}$, d. i. circa 0,4 von dem Querſchnitte dieſer Röhre. Damit ſich die Luft beim Niederſinken in der Röhre vom Waſſer nicht trenne, ſondern mit demſelben bis zum Eintritte in die Trommel vermengt bleibe, macht man auch wohl die Einfallröhre unten um ein Fünftel ihrer Weite enger als oben. Die drei oder vier Luftlöcher *A*, *A*, Fig. 929, durch welche die Luft unmittelbar

Waſſertrommelgebläſe.

Fig. 929.



unter dem Trichterhalſe in die Röhre eingeſaugt wird, haben innen eine Weite von circa 3 Zoll, laufen ſchräg abfallend, von außen nach innen, und ſind außen etwas erweitert. Statt derſelben kann man auch eine einzige ringförmige Oeffnung *A A* (II.) anwenden, indem man den Trichter

Digitized by Google

Wassertrommelgebläse.

in das offene Ende der Einfallröhre eintreten läßt. Auch kann man zur Regulirung der Aufschlagwassermenge einen konischen Zapfen Z in den Trichter hineinschieben. Endlich führt man auch wohl die Luft durch eine konische Röhre A (III.) ein, welche die Mitte des Trichters einnimmt und über dem Oberwasserspiegel hervorragt.

Man läßt das Wasser bei seinem Eintritte in die Trommel auf eine Bank oder einen durchlöcherten Tisch K aufschlagen, nicht allein um es zu beruhigen, sondern auch um ihm die absorbirte Luft zu entziehen. Nach Bunsen soll letztere jedoch noch nicht 2 Procent des Wasservolumens betragen. Die Trommel besteht entweder in einem gewöhnlichen Holzbottich oder in einem gußeisernen Kasten oder cylindrischen Gefäße. Auf je eine Einfallröhre erhält die Trommel einen Fassungsraum von 20 bis 30 Cubikfuß, dessen kleinere Hälfte zur Aufnahme des Windes dient. Die Windpressung, welche man durch diese Gebläse erlangt, ist 2 bis 3 Fuß Wassersäule, das Gefälle derselben 15 bis 30 Fuß, die Aufschlagwassermenge, pr. Minute 2 bis 3 Cubikfuß und die von derselben gelieferte Windmenge, pr. Minute $1\frac{1}{2}$ bis 4 Cubikfuß.

Der Wirkungsgrad dieser Gebläse ist nach D'Aubuisson sowie nach Thibaud und Tardy (s. Annales des Mines T. VIII und Karstens Archiv, Band 8) nur 0,10 bis 0,15; und soll nach neueren Versuchen von Rittinger sogar nur 0,05 betragen (s. die österreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, Jahrgang 1856, Nr. 35).

Die schönsten Wassertrommelgebläse hat der Verfasser auf der Eisenhütte zu Lauffen am Rheinfall bei Schaffhausen vorgefunden. Mit diesen Gebläsen wurden nicht nur zwei Frisch- und ein Stahlfeuer, sondern auch der Hohofen mit Wind versorgt. Das Gebläse für den letzteren bestand aus fünf gußeisernen Einfallröhren von circa 8 Zoll Weite, welche in einem ausgemauerten, von einer Eisenplatte bedeckten Bassin ausmündeten.

§. 456. Nach den bekannten Principien der Hydraulik läßt sich die Theorie der Wassertrommelgebläse wie folgt entwickeln. Es sei a die Tiefe der Trichtermündung und also auch die der Saugröhren unter dem Oberwasserspiegel, k der durch die Höhe einer Wassersäule gemessene äußere Luftdruck, x der auf gleiche Weise gemessene Luft- und Wasserdruck an der gedachten Einmündung im Inneren der Saugröhre; ferner ε das Verhältniß der Dichtigkeit des Wassers zu der der eingesaugten Luft, v die Geschwindigkeit des Wassers und v_1 die der Luft beim Eintritte in den Raum unter dem Halse des Trichters. Dann ist

$$1) \quad k + a - x = \frac{v^2}{2g}$$

$$2) \quad k - x = \frac{v_1^2}{2g\varepsilon}.$$

Digitized by Google

Bezeichnet ferner F den Querſchnitt des Halſes oder der Einmündung für das Waſſer und F_1 die Summe der Querſchnitte der Sauglöcher, ſowie Q das Aufſchlagwaſſer und Q_1 die eingeſaugte Windmenge, ſo iſt Waſſertrommelgebläſe

$$3) \quad Q = Fv$$

und

$$4) \quad Q_1 = F_1 v_1.$$

Iſt G der Querſchnitt der Einfallröhre und w die Geſchwindigkeit, mit welcher das Waſſer und die Luft gemeinſchaftlich in derſelben niederſinken, ſo gilt auch die Gleichung:

$$5) \quad Fv + F_1 v_1 = Gw.$$

Die Einfallröhre, deren Höhe a_1 von der Einmündung der Sauglöcher bis zu dem Unterwaſſerſpiegel außerhalb der Trommel gemeſſen wird, iſt theils mit Waſſer, theils mit Luft erfüllt; nehmen wir an, daß das erſtere im Ganzen die Höhe y, und die letztere im Ganzen die Höhe z einnehme, ſo können wir

$$y + z = a_1$$

und

$$\frac{y}{z} = \frac{Q}{Q_1}$$

ſetzen, ſo daß nun

$$6) \quad y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1} \quad \text{und} \quad z = \frac{Q_1 a_1}{Q + Q_1}$$

folgt.

Endlich iſt, wenn wir den Waſſermanometerſtand oder die Tiefe des Waſſerſpiegels innerhalb der Trommel unter dem Unterwaſſerſpiegel außerhalb derſelben durch a bezeichnen und annehmen, daß das Gefälle z von den Waſſer- und Luftwirbeln aufgezehrt werde, zu ſetzen

$$7) \quad Q(x + y - k) + Q_1[x - (k + h_1)] = Q\left(\frac{w^2 - v^2}{2g} + \frac{(v - w)^2}{2g}\right) + \frac{Q_1}{\varepsilon}\left(\frac{w^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(v_1 - w)^2}{2g}\right),$$

weil das Waſſerquantum Q, beim Niederſinken in der Einfallröhre aus der Preſſung $x + y$ in die von k und das Luftquantum Q_1 aus der Preſſung x in die von $k + h$ übergeht, weil ferner hierbei das Waſſer mit der Geſchwindigkeit v und die Luft mit der Geſchwindigkeit v_1 zutritt und beide Geſchwindigkeiten plötzlich in die Geſchwindigkeit w übergehen, welche auch zugleich die Geſchwindigkeit des Waſſers und der Luft beim Austritte aus der Röhre iſt.

Giebt man Q, Q_1, F und a, ſo läßt ſich nach den Gleichungen (1, 2, 3, 4) berechnen:

$$v = \frac{Q}{F},$$

Digitized by Google

Waſſertrommelgebläſe.

$$x = k + a - \frac{v^2}{2g},$$

$$v_1 = \sqrt{2g\varepsilon(k-x)},$$

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1}.$$

Iſt noch der Querſchnitt G und die Länge a_1 der Einfallröhre gegeben, ſo beſtimmt ſich mittels der Gleichungen (5 und 6)

$$w = \frac{Q + Q_1}{G}$$

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1},$$

und mittels der Gleichung (7) der Manometerſtand:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1}\left(y - (k-x) + \frac{w(v-w)}{g}\right) \quad (k-x) + \frac{w(v_1-w)}{\varepsilon g}.$$

Das ganze Gefälle des Gebläſes iſt

$$h = a + a_1$$

und der Wirkungsgrad deſſelben:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = \frac{Q_1}{Q} \cdot \frac{h_1}{a + a_1}.$$

Um den Waſſerſtoß beim Eintritte in die eigentliche Einfallröhre zu vermeiden, muß man $w = v$, und folglich

$$G = \frac{Q + Q_1}{v} = F + \frac{Q_1}{v}$$

machen.

In der Regel fällt dann auch noch das Glied $\frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}$ klein genug aus, um es außer Acht laſſen zu können, daher hat man dann einfach:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1} y - \frac{Q + Q_1}{Q_1}(k-x) = \frac{Q^2 a_1}{Q_1 (Q + Q_1)} - \frac{Q + Q_1}{Q_1}(k-x),$$

und

$$\eta = \left(\frac{Q^2 a_1}{Q + Q_1} - (Q + Q_1)(k-x)\right) : Q h = \frac{Q^2 a_1 - (Q+Q_1)^2 (k-x)}{Q (Q + Q_1) h}.$$

Man erſieht aus dieſer Formel, daß der Wirkungsgrad eines Waſſertrommelgebläſes um ſo größer ausfällt, je größer die Länge a_1 der Einfallröhre, je kleiner alſo die Tiefe a der Trichtermündung unter dem Oberwaſſerſpiegel, und je kleiner die Windmenge Q_1 in Hinſicht auf die Waſſermenge Q iſt, ferner je mehr ſich der innere Luft- und Waſſerdruck x dem äußeren Luftdruck k nähert und je mehr das Gebläſe Gefälle hat. Iſt Q_1 und $k - x$ ſehr klein, ſo hat man:

$$\eta = \frac{Q a_1}{(Q + Q_1) h}.$$

Digitized by Google

Beispiel. Ein Wassertrommelgebläse soll bei einem Gefälle $h = 25$ Fuß und einem Aufschlagquantum $Q = 2$ Cubikfuß pr. Secunde, eine Windmenge $Q_1 = 4$ Cubikfuß liefern; welche Pressung wird von dem Winde, und welcher Wirkungsgrad von diesem Gebläse zu erwarten sein? Wassertrommelgebläse.

Geben wir dem Halse oder der Ausmündung des Trichters eine Weite von 5 Zoll, also einen Querschnitt von 19,635 Quadratzoll, so erhalten wir die Geschwindigkeit des Wassers beim Durchgange durch dieselbe:

$$v = \frac{Q}{F} = \frac{2 \cdot 144}{19{,}635} = \frac{288}{19{,}635} = 14{,}67 \text{ Fuß}.$$

Ist die kleinste Wasserbarometerhöhe $k = 30$ Fuß und machen wir den inneren Luft- und Wasserdruck nur um 1 Fuß kleiner, also $x = 29$ Fuß, so folgt die Tiefe der Trichter- sowie die der Saugmündungen unter dem Oberwasserspiegel:

$$a = \frac{v^2}{2g} - (k - x) = 0{,}016 \cdot 14{,}67^2 - 1 = 2{,}442 \text{ Fuß}.$$

Setzen wir ferner $\varepsilon = 800$, so folgt die Geschwindigkeit der durch die Seitenlöcher zuströmenden Luft:

$$v_1 = \sqrt{2g\varepsilon(k - x)} = \sqrt{62{,}5 \cdot 800} = 223{,}6 \text{ Fuß},$$

und daher der erforderliche Querschnitt der Saugmündungen:

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{4 \cdot 144}{223{,}6} = 2{,}576 \text{ Quadratzoll}.$$

Geben wir der Einfallröhre 8 Zoll Weite, also 50,265 Quadratzoll Querschnitt, so erhalten wir die Geschwindigkeit der Luft und des Wassers in der Einfallröhre:

$$w = \frac{Q + Q_1}{G} = \frac{6 \cdot 144}{50{,}265} = 17{,}19 \text{ Fuß}.$$

Die Länge der Einfallröhre ist:

$$a_1 = h - a = 25 - 2{,}442 = 22{,}558 \text{ Fuß},$$

und die Höhe der Wassersäule in derselben:

$$y = \frac{Q a_1}{Q + Q_1} = \frac{2 \cdot 22{,}558}{6} = 7{,}519 \text{ Fuß}.$$

Noch ist

$$\frac{w(v - w)}{g} = 0{,}032 \cdot 17{,}19 \,(14{,}67 - 17{,}19) = -1{,}386,$$

und

$$\frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g} = \frac{0{,}032}{800} \cdot 17{,}19 \,(223{,}6 - 17{,}2) = 0{,}142,$$

daher folgt der Manometerstand oder die durch die Höhe einer Wassersäule gemessene Windpressung:

$$h_1 = \frac{Q}{Q_1}\left(y - (k - x) + \frac{w(v - w)}{g}\right) - (k - x) + \frac{w(v_1 - w)}{\varepsilon g}$$

$$= \frac{1}{2}(7{,}519 - 1 - 1{,}386) - 1 + 0{,}142 = 2{,}567 - 0{,}858 = 1{,}709 \text{ Fuß},$$

und der Wirkungsgrad dieses Gebläses:

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = \frac{4 \cdot 1{,}709}{2 \cdot 25} = 8 \cdot 0{,}01709 = 0{,}1367.$$

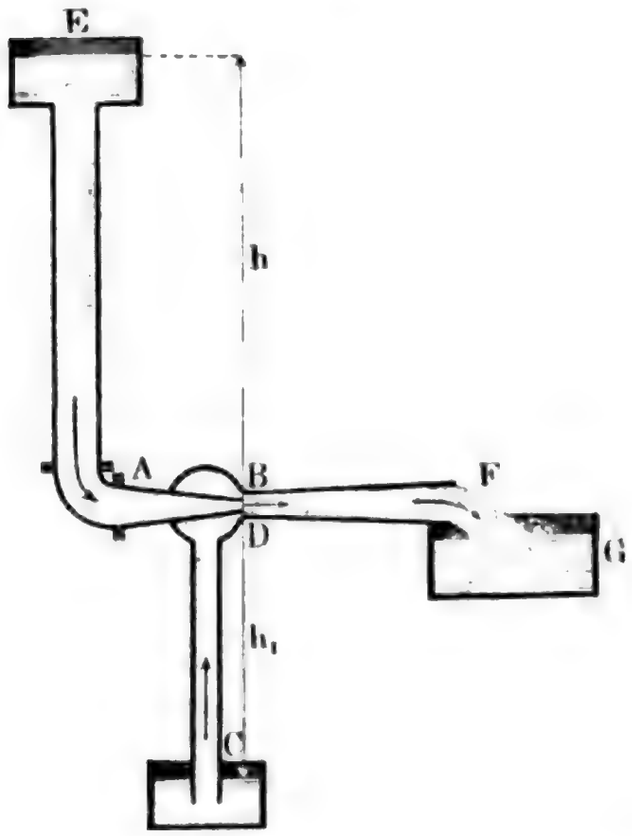
In Folge der Nebenhindernisse kann derselbe noch um 0,0367 kleiner, also $= 0{,}100$ ausfallen.

Digitized by Google

Saugstrahlpumpe.

§. 457. Die Saugstrahlpumpe vom Prof. James Thomson (s. the Report of the British Association etc. for 1852, auch Prof. Rankines Manual of the Steam-Engine etc.) wirkt auf dieselbe Weise wie das Wassertrommelgebläse. Eine Skizze dieser Pumpe führt Fig. 930 vor Augen. Das durch die Einfallröhre EA zugeführte Aufschlagwasser

Fig. 930.



strömt durch das konische Mundstück in eine horizontale Abflußröhre DF und saugt bei seinem Eintritte in diese Röhre durch die Steigröhre CD aus dem Reservoir C Wasser an, welches mit dem Aufschlagwasser zugleich durch die Ausmündung F der Abflußröhre zum Ausflusse in den Behälter G gelangt. Die größte Leistung dieser Pumpe findet nach den Thomson'schen Versuchen dann statt, wenn die Saughöhe $h_1 = 0{,}9\,h$, d. i. 0,9 des Gefälles ist; das angesaugte Wasserquantum Q_1 war dann $^1/_5$ der Aufschlagwassermenge und folglich der Wirkungsgrad

$$\eta = 0{,}9 \,.\, {}^1/_5 = 0{,}18.$$

Nach der obigen Theorie ist hier, wenn x die Druckhöhe an der Ausmündung des Mundstückes, v die Geschwindigkeit des Aufschlagwassers beim Austritte aus dem Mundstücke, v_1 die des Hubwassers beim Eintritte in die Abflußröhre, und w die des gesammten Wassers beim Austritte aus derselben bezeichnet:

$$k + h - x = \frac{v^2}{2g} \text{ und } k - (h_1 + x) = \frac{v_1^2}{2g},$$

ferner

$$Q = Fv,\ Q_1 = F_1 v_1,\ Q + Q_1 = Fv + F_1 v_1 = Gw,$$

sowie

$$Q\left(x - k + \frac{w(v-w)}{g}\right) + Q_1\left(x - k + \frac{w(v_1 - w)}{g}\right) = 0$$

und

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Qh}.$$

Digitized by Google

Z. B. für $h = 30$, $h_1 = 12$, $k = 30$ und $v_1 = w = 15$ Fuß, folgt Saugſtrahlpumpe.

$$x = k - h_1 - \frac{v_1^2}{2g} = 18 - 0{,}016 \,.\, 225 = 14{,}4 \text{ Fuß},$$

ferner

$$v = \sqrt{2g\,(k - x + h)} = \sqrt{62{,}5 \,.\, 45{,}6} = 53{,}39 \text{ Fuß},$$

$$\frac{Q_1}{Q} = -\frac{g(x-k) + w(v-w)}{g(x-k) + w(v_1 - w)}$$

$$= -\frac{31{,}25 \,.\, 15{,}6 - 15 \,.\, 38{,}39}{31{,}25 \,.\, 15{,}6} = \frac{\cdot 88{,}3}{487{,}5} = 0{,}181,$$

und der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{Q_1 h_1}{Q h} = 0{,}181 \cdot \frac{12}{30} = 0{,}072.$$

Die Wirkung des **Blaſerohres** (franz. tuyau d'échappement; engl. blast-pipe) eines Dampfwagens (ſ. §. 274) iſt nahe dieſelbe wie die der Saugſtrahlpumpe. Der von der Dampfmaſchine verbrauchte Dampf erſetzt hier das Einfallwaſſer und der in dem Schornſtein fortzuführende Rauch tritt an die Stelle des Hubwaſſers. Es läßt ſich hier die Geſchwindigkeit des Dampfſtrahles bei ſeinem Austritte aus der Mündung des Blaſerohres aus dem verbrauchten Dampfquantum Q pr. Secunde und dem Querſchnitte F dieſer Mündung mittels der bekannten Formel

$$v = \frac{Q}{F},$$

und hieraus wieder aus der Dampfſpannung h, die Preſſung x in der Rauchkammer mittels der Formel

$$x = h - \frac{v^2}{2g\varepsilon}$$

berechnen, worin ε das Verhältniß der Dichtigkeit der Füllung des Manometers (welches die Preſſungen h und x angiebt) zu der des Dampfes bezeichnet.

Ferner, die Geſchwindigkeit v_1 des Rauches in dem Rauchkaſten iſt gegen v ſo klein, daß ſie außer Acht gelaſſen werden kann, deshalb läßt ſich auch das Verhältniß der durch den Schornſtein abgeführten Rauchmenge Q_1 zu der ausſtrömenden Dampfmenge Q:

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{w(v-w) - \varepsilon g(k-x)}{\varepsilon_1 g(k-x) + w^2}$$

ſetzen, wenn man noch das Verhältniß der Dichtigkeit der Manometerfüllung zur Dichtigkeit des mit der Geſchwindigkeit w ausſtrömenden Rauches durch ε_1 bezeichnet. Aus w und Q beſtimmt ſich noch der erforderliche Eſſenquerſchnitt mittels der Formel

$$G = \frac{Q_1 + Q}{w}.$$

Digitized by Google

Saugstrahlpumpe.

Praktische, aus Versuchen abgeleitete Formeln zur Berechnung der Blasrohrpressung u. s. w. findet man in Welkner's Schrift »die Locomotive« zusammengestellt.

Es gehört hierher auch der Dampfstrahl-Ventilator und die in der neuesten Zeit sehr in Aufnahme gekommene selbstthätige Speisevorrichtung der Dampfkessel von Giffard (s. Bulletin de la Société d'Encouragement, T. VI, 2 Sér. 1859, sowie den »Civilingenieur« Band 5).

Giffard's Speisepumpe.

§. 458. Die Einrichtung und Wirkungsweise des letzteren ist folgende. Das Rohr A, Fig. 931, steht mit dem Dampfraume des Dampfkessels in Verbindung und führt bei geöffnetem Hahne H den Dampf durch eine Menge Löcher in die Röhre BC mit dem konischen Mundstücke C. Letzteres mündet in einer als Condensator dienenden Kammer DD aus, welche durch das Saugrohr F mit dem Speisewasserbassin communicirt und mit einem konoidischen Mundstück E versehen ist, durch welches nicht allein das mittels des aus C austretenden Dampfstrahles durch die Röhre F angesaugte, sondern auch das Wasser, welches aus der Condensation des Dampfes hervorgeht, abströmt. Ein anderes nach oben gerichtetes konisches Mundstück G fängt den aus E kommenden Wasserstrahl auf und leitet denselben in die Röhre K, welche durch die Röhre L mit dem Wasserraume des Dampfkessels communicirt. Es ist hiernach leicht zu ermessen, daß auf diese Weise der bei C ausströmende Dampf nach seiner Condensation auf dem Wege GKL einen stetigen Wasserstrom in den Kessel leitet. Das Reguliren der Dampfmenge erfolgt durch eine Kurbel M, welche mittels eines in einer konischen Spitze auslaufenden Dornes N in das Mundstück C der Röhre BC beliebig tief hineingeschoben werden kann, sowie das Reguliren der Speisewassermenge, durch eine andere Kurbel O, mittels welcher die Röhre BC gehoben und gesenkt, folglich auch der Abstand ihrer Ausmündung von dem Boden der Kammer DD beliebig vergrößert und verkleinert werden kann. Das überflüssige Speisewasser, welches nicht in das Mundstück G eintritt, sammelt sich in der Kammer R und fließt durch die Röhre S ab.

Aus dem Dampfquantum Q, welches diesem Speiseapparat zugeführt wird, und aus dem specifischen Dampfvolumen μ, folgt die Condensationswassermenge $= \frac{Q}{\mu}$, und hieraus wieder die nöthige Wassermenge, welche durch das Rohr dem Apparat zur Condensation zuzuführen ist:

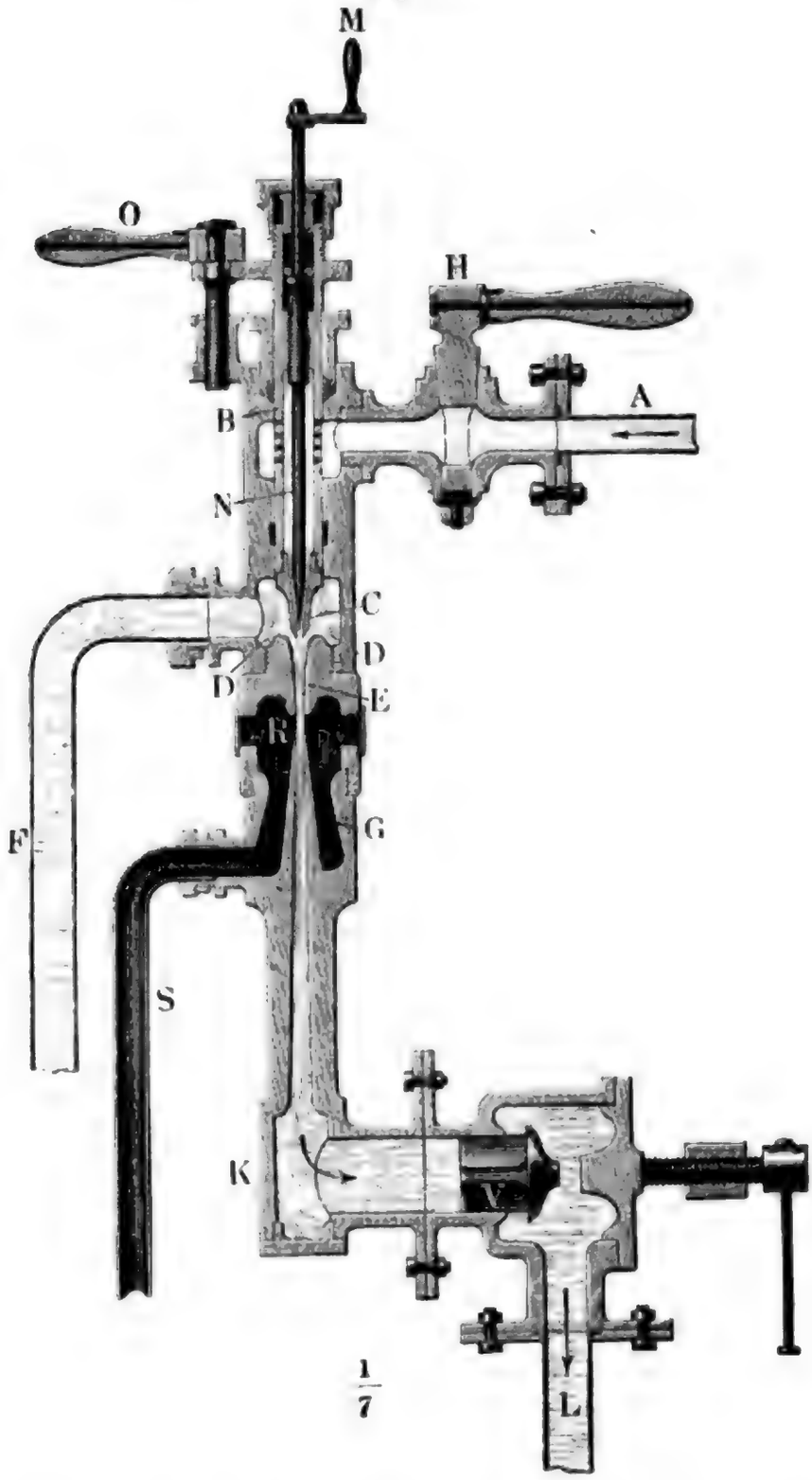
$$Q_1 = \frac{640 - t_2}{t_2 - t_1} \frac{Q}{\mu},$$

wofern t_1 die Temperatur des dem Apparat zugeführten Injections- und t_2 die des in den Kessel geführten Speisewassers bezeichnet (s. Bd. II, §. 472).

Digitized by Google

Die Bewegungsverhältniſſe des Dampfes und des Waſſers innerhalb dieſes Speiſeapparates ſind durch folgende mit dem Obigen im Weſentlichen übereinſtimmende Formeln ausgedrückt. Giffard's Speisepumpe.

Fig. 931.



Es bezeichne h den durch die Höhe einer Waſſerſäule angegebenen Ueberdruck des Dampfes, h_1 die Höhe, auf welche das Waſſer durch F angeſaugt wird, x die Druckhöhe des Waſſers in der Kammer DD, v die Geſchwindigkeit des Dampfes beim Ausſtrömen durch C, und v_1 die des Waſſers beim Eintritte in E; dann iſt:

Digitized by Google

Giffard's Speiſepumpe.

$$1) \quad k + h - x = \frac{v^2}{2g\mu},$$

und

$$2) \quad k - h_1 - x = \frac{v_1^2}{2g}.$$

Iſt ferner F der Querſchnitt der Ausmündung von C, F_1 der der Mündung von DD, G der des Mundſtückes E, ſowie G_1 der Inhalt der Ausmündung des Speiſerohres L, und ſind w und w_1 die Geſchwindigkeiten, mit welcher das Waſſer durch G und G_1 ſtrömt, ſo hat man:

$$3) \quad Gw = G_1 w_1 = \frac{Q}{\mu} + Q_1 = \frac{Fv}{\mu} + F_1 v_1,$$

und bezeichnet endlich noch h_2 die Höhe der Ausmündung von C über der Oberfläche des Waſſers im Dampfkeſſel, ſo iſt:

$$4) \quad \left(\frac{Q}{\mu} + Q_1\right)[x + h_2 - (k+h)] + \frac{Qw(v-w)}{\mu g} + \frac{Q_1 w(v_1 - w)}{g} + \left(\frac{Q}{\mu} + Q_1\right)\left(\frac{w^2 - w_1^2}{2g}\right) = 0.$$

Mit Hülfe dieſer Formel läßt ſich die Geſchwindigkeit w_1, mit welcher das Speiſewaſſer in den Dampfkeſſel eintritt, und hieraus wieder der nöthige Querſchnitt G_1 der Ausmündung des Speiſerohres berechnen. Uebrigens wird w_1 ein Maximum mit

$$\frac{Q}{\mu}(2vw - w^2) + Q_1(2v_1 w - w^2),$$

d. i. für

$$\frac{Q}{\mu}(v - w) + Q_1(v_1 - w) = 0$$

oder

$$w = \frac{\frac{1}{\mu}Qv + Q_1 v_1}{\frac{1}{\mu}Q + Q_1} = \frac{Qv + \mu Q_1 v_1}{Q + \mu Q_1}.$$

Dieſe Speiſevorrichtung iſt nicht nur ein höchſt einfacher, ſondern auch ein ſehr vortheilhaft wirkender Apparat, da hier die Wärme des verbrauchten Dampfes nicht verloren, ſondern auf das Speiſewaſſer übergeht.

Beiſpiel. Iſt bei einem Giffard'ſchen Speiſeapparat die Höhe der den Atmoſphärendruck meſſenden Waſſerſäule, $k = 30$ Fuß, die Saughöhe $h_1 = 5$ Fuß, die Druckhöhe $h_2 = 6$ Fuß und die Geſchwindigkeit des Injectionswaſſers beim Eintritte in das Mundſtück, $v_1 = 10$ Fuß, ſo folgt die Druckhöhe des Waſſers an dieſer Stelle:

$$x = k - h_1 - \frac{v_1^2}{2g} = 25 - 0{,}016 \cdot 100 = 23{,}4 \text{ Fuß};$$

Digitized by Google

hat ferner der Dampf die Druckhöhe $h = 100$ Fuß, d. i. circa 3 Atmoſphären Ueberdruck, ſo iſt das ſpecifiſche Dampfvolumen $\mu = 479$ (ſ. Band II, §. 362), und daher die Geſchwindigkeit des Dampfes beim Austritte aus C (jedoch nur annähernd) Giffard's Speisepumpe

$$v = \sqrt{2g \cdot \mu (k + h - x)} = \sqrt{62{,}5 \cdot 479 \cdot (130 - 23{,}4)}$$
$$= \sqrt{62{,}5 \cdot 479 \cdot 106{,}6} = 1786 \text{ Fuß}.$$

Erzeugt der Dampfkeſſel pr. Secunde 2 Cubikfuß Dampf, ſo iſt das entſprechende Speiſewaſſerquantum pr. Secunde

$$\frac{Q}{\mu} + Q_1 = \frac{2}{\mu} = \frac{2}{479} = 0{,}004175 \text{ Cubikfuß} = 7{,}215 \text{ Cubikzoll}.$$

Hat das zum Speiſen zu verwendende Injectionswaſſer die Temperatur $t_1 = 15$ Grad und condenſirt man den Dampf in der Kammer DD auf $t_2 = 60$ Grad, ſo erhält man das Verhältniß

$$\frac{\mu Q_1}{Q} = \frac{640 - t_2}{t_2 - t_1} = \frac{580}{45} = \frac{116}{9} = 12{,}8,$$

daher:

$$Q_1 = 12{,}8 \frac{Q}{\mu} \quad \text{und} \quad 13{,}8 \frac{Q}{\mu} = 0{,}004175,$$

ſo daß

$$\frac{Q}{\mu} = \frac{0{,}004175}{13{,}8} = 0{,}000302 \text{ Cubikfuß}$$

und

$$Q_1 = 0{,}004175 - 0{,}000302 = 0{,}003873 \text{ Cubikfuß}$$

folgt.

Die vortheilhafteſte Eintrittsgeſchwindigkeit in E iſt

$$w = \frac{Q v + \mu Q_1 v_1}{Q + \mu Q_1} = \frac{0{,}000302 \cdot 1786 + 0{,}003873 \cdot 10}{0{,}000302 + 0{,}003873} = \frac{0{,}50064}{0{,}004175} = 120 \text{ Fuß}.$$

Bei Anwendung derſelben folgt

$$\frac{w(v - w)}{g} = 0{,}032 \cdot 120 \cdot (1786 - 120) = 3{,}84 \cdot 1666 = 6398,$$

$$\frac{w(v_1 - w)}{g} = -\,0{,}032 \cdot 120 \cdot 110 = 422$$

ſowie

$$\frac{w^2}{2g} = 0{,}016 \cdot 120^2 = 230{,}4;$$

und da nun noch $x + h_2 - (k + h) = 29{,}4 - 130 = -\,100{,}6$ iſt, ſo folgt:

$$\frac{w_1^2}{2g} = x + h_2 - (k + h) + \frac{Q}{Q + \mu Q_1} \cdot \frac{w(v - w)}{g} + \frac{\mu Q_1}{Q + \mu Q_1} \frac{w(v_1 - w)}{g} + \frac{w^2}{2g}$$
$$= -\,100{,}6 + \frac{1}{13{,}8} \cdot 6398 - \frac{12{,}8}{13{,}8} \cdot 422 + 230$$
$$= -\,100{,}6 + 463{,}6 - 391{,}5 + 230{,}4 = 201{,}9,$$

und daher die Eintrittsgeſchwindigkeit des Speiſewaſſers in den Dampfkeſſel:

$$w_1 = \sqrt{2g \cdot 201{,}9} = \sqrt{12619} = 112{,}33 \text{ Fuß}.$$

Mit Hülfe der Geſchwindigkeiten v, v_1, w und w_1 laſſen ſich nun auch die erforderlichen Röhrenquerſchnitte berechnen. Es iſt:

$$F = \frac{Q}{v} = \frac{0{,}000302 \cdot 479}{1786} = 0{,}000081 \text{ Quadratfuß} = 0{,}01166 \text{ Quadratzoll},$$

Giffard's Speisepumpe.

$$F_1 = \frac{Q_1}{v_1} = \frac{0{,}003873}{10} = 0{,}0003873 \text{ Quadratfuß} = 0{,}05576 \text{ Quadratzoll},$$

$$G = \frac{\frac{1}{\mu}Q + Q_1}{w} = \frac{0{,}004175}{120} = 0{,}0000348 \text{ Quadratfuß} = 0{,}00501 \text{ Quadratzoll}$$

und

$$G_1 = \frac{\frac{1}{\mu}Q + Q_1}{w_1} = \frac{0{,}004175}{112{,}33} = 0{,}0000371\,7 \text{ Quadratfuß} = 0{,}005352 \text{ Quadratzoll}.$$

Der Sicherheit wegen macht man diese Querschnitte größer und regulirt die Wassermenge durch die Hahnstellungen.

Literatur.

Schlußanmerkung. Da die benutzten einzelnen Abhandlungen über die Gebläse- und Wettermaschinen schon angeführt worden sind, so bleibt nur noch übrig, die hauptsächlichsten Schriften und zumal die vollständigen Werke über diese Maschinen zu citiren. In den älteren Werken über Mechanik ist über Gebläse- und Wettermaschinen nichts oder nur wenig enthalten. Gerstner behandelt im dritten Bande seiner Mechanik vorzüglich die Kastengebläse und theilt eine neue Berechnung der Koch'schen Versuche (s. Band I, Anmerkung zu §. 431) über die Ausströmung der Luft mit, welche jedoch wegen Verwechselung des Hannoverschen Fußes mit dem Pariser Fuße unrichtig ausgefallen ist. In D'Aubuisson's mehrfach citirter Hydraulik findet man nur eine kurze, sich größtentheils auf die Ausströmungsverhältnisse des Windes beschränkende Abhandlung über Gebläse. Ausführlicher und ziemlich systematisch sind die Gebläse in dem Cours des Machines von Migout und Bergery behandelt. Der Artikel »Gebläse« in Prechtl's technologischer Encyclopädie enthält nur eine beschreibende und zusammenstellende Abhandlung über diese Maschinen. Ausführlicher handelt von diesen Maschinen die praktische Eisenhüttenkunde von Walter de Saint-Ange, nächstdem Karsten's Eisenhüttenkunde, sowie Karsten's Handbuch und Scheerer's Lehrbuch der Metallurgie, und das Handbuch der Roheisenfabrikation von Valerius. Die Literatur über Gebläse ist ziemlich vollständig mitgetheilt in Kerl's Handbuch der metallurgischen Hüttenkunde, sowie die über Ventilatoren und Centrifugalpumpen in Rittinger's Schrift »die Centrifugalventilatoren, Wien 1858«. Vollständige Beschreibungen einiger Gebläse enthält auch Tunner's Schrift »die Stabeisen- und Stahlbereitung in Frischherden, Freiberg 1858«. Ueber Wetterführung und Wettermaschinen handelt Ponson's Traité de l'Exploitation des Mines de Houille, Tom II, sowie Combes' Traité complet de l'Aérage des Mines, nebst Supplement, sowie auch dessen Handbuch der Bergbaukunst. Von der Ventilation der Gebäude u. s. w., sowie von den hierbei angewendeten Ventilatoren u. s. w. findet sich eine systematische Zusammenstellung und Beschreibung mit Abbildungen im 21. Jahrgange der allgemeinen Bauzeitung von Förster, Wien 1856. Mehrere wichtige praktische Mittheilungen und Bemerkungen über Gebläsemaschinen enthält Truran's Schrift »The Iron Manufacture of Great-Britain, 1855. Ueber die Theorie der Ventilatoren ist außer den Schriften von Combes, Redtenbacher, Ponson, Rittinger u. s. w. noch Resal's Abhandlung »die Berechnung des Nutzeffectes und Construction der Ventilatoren«, im polytechn. Centralblatt 1855, oder in den Annales des Mines Sér. V, T. VI, 1854 nachzulesen. S. ferner Trasenster's theoret. und experiment. Untersuchungen über Wettermaschinen im 2. Bande der Mém. de la Societé Roy. des Science à Liège, deutsch im Ergänzungsbande der berg-

Digitized by Google

und hüttenmänniſchen Zeitung von 1844 Ferner in den Annales des Travaux publics de Belgique T. XI (1852 — 1853): Recherches expér. sur les Appareils destinés à l'Aérage par Jochams. Auch gehört hierher: Glepin's Mémoire sur les appareils appliqués à la ventilations des Mines, Mons 1844. Ueber verſchiedene Syſteme von Ventilatoren und Lüftungsmaſchinen handelt Armengaud's Génie industriel 1854, auch Dingler's polytechn. Journal, Band 133, 1854. Literatur.

Ein Schiele'ſches Flügelgebläſe, getrieben von einer Henſchel'ſchen Turbine mit horizontaler Aufſtellung, arbeitet auf dem Hammerwerke Mandelholz am Harz, ſ. Mittheilung des Gewerbevereins im Königreich Hannover 1858.

Digitized by Google

Vierter Abſchnitt.

Von den Maſchinen, welche zur Formveränderung der Körper dienen.

Poch- und Hammerwerke.

§. 459. Von den verſchiedenen Arbeitsmaſchinen, welche dazu dienen, die Form der Körper zu verändern, ſollen im Folgenden nur diejenigen abgehandelt werden, bei welchen die Formveränderung durch niederfallende Gewichte, durch ſogenannte Stempel, Stampfer oder Hämmer bewirkt wird. Dieſe Gewichte fallen entweder in einer Senkrechtführung frei nieder, und heißen dann vorzugsweiſe Stempel oder Stampfer (franz. pilons; engl. stamps, pestles), oder ſie werden durch eine horizontale Drehungsaxe genöthigt, in einem Bogen niederzufallen, in welchem Falle ſie gewöhnlich Hämmer (franz. marteaux; engl. hammers) genannt werden; jedoch wird dieſe Unterſcheidung nicht ganz feſt innegehalten. Die gewöhnlichen Hämmer beſtehen außer dem eigentlichen Hammer oder Hammerkopfe (franz. tête du marteau; engl. head of the hammer) aus dem Stiele oder Helme (franz. manche; engl. helve) und aus der Hammerhülſe mit den beiden Zapfen (franz. hurasse; engl. helve-ring). Nur ſehr ſchwer und langſam arbeitende Hammer, die ſogenannten Quetſch- oder Putſchhämmer, werden mit dem Helme und der Hülſe aus dem Ganzen gegoſſen, die gewöhnlichen Hämmer haben hingegen ein Helm aus Eichen-, Buchen- oder Eſchenholz, welches ſowohl in dem Auge des Hammers, als auch in der ſchmiedeeiſernen Hammerhülſe feſtgekeilt wird. Auch die Stampfer oder Pochſtempel ſind in der Regel nicht aus dem Ganzen, ſondern ſie beſtehen aus einem hölzernen oder gußeiſernen Stempel und einem eingeſetzten Schuh aus Schmiedeeiſen, Stahl oder Bronze. Wenn ein Stempel oder Stampfer zum Schmieden des Eiſens oder Kupfers verwendet

Digitized by Google

wird, ſo nennt man ihn einen **Stempelhammer** (franz marteau pilon; engl. stamp-hammer), und wird derſelbe direct durch die Kolbenſtange einer Dampfmaſchine in Bewegung geſetzt, ſo heißt er ein **Dampfhammer** (franz. marteau à vapeur; engl. steam hammer). Poch- und Hammerwerke

Die gewöhnlichen Stempel und Hämmer werden durch die **Daumen** (franz. cames; engl. cams) einer Welle emporgehoben und bilden mit derſelben u. ſ. w. entweder ein ſogenanntes **Pochwerk** (franz. bocard; engl. stamp-mill) oder ein **Hammerwerk** (franz. forge; engl. hammer-mill). Die **Poch-** oder **Stampfwerke** mit ſenkrecht fallenden Stempeln werden angewendet: zum Zerpochen der Erze und Schlacken, auf Gruben- und Hüttenwerken, zum Zerſtampfen der Samenkörner in Oelmühlen, zum Zerkleinern der Baumrinde in Lohmühlen, zum Zerſtampfen und Mengen der Beſtandtheile des Schießpulvers in Pulvermühlen u. ſ. w. Die **Hammerwerke** mit geſtielten Hämmern dienen hingegen vorzüglich zum Schmieden des Eiſens und Kupfers, ſeltener zum Zerpochen der Steine und anderer harten Körper. Die **Walk-** und **Waſchhämmer** (franz. maillets; engl. fulling-woods), welche in den **Walkmühlen** (franz. foulons; engl. fullings) zum Walken des Tuches dienen, ſind von den gewöhnlichen Schmiedehämmern dadurch verſchieden, daß hier die Hämmerköpfe nicht aus Eiſen, ſondern aus $2^1/_2$ bis $3^1/_2$ Centner ſchweren Holzblöcken beſtehen.

§. 460. Die verſchiedenen **Poch-** oder **Stampfwerke** haben im Weſentlichen eine und dieſelbe Einrichtung; ſie beſtehen in der Regel aus mehreren, durch eine Leitung in aufrechter Stellung erhaltenen Stempeln, welche durch eine horizontale Daumenwelle abwechſelnd emporgehoben werden und beim Niederfallen die untergeſchobenen Körper zerkleinern. Die Stempel oder Stampfer beſtehen gewöhnlich aus hartem Holze und haben im Ganzen eine parallelepipediſche Form; ihre Dimenſionen ſowie die Form und das Gewicht ihrer Schuhe hängen von dem Zwecke des Pochwerkes ab; bei Erzpochwerken ſind die Pochſtempel 10 bis 15 Fuß lang, 7 bis 8 Zoll breit und 5 bis 6 Zoll dick; Oelmühlſtampfwerke haben dagegen Stampfer von nur 9 bis 12 Fuß Länge, 5 bis 6 Zoll Breite und 4 bis 5 Zoll Dicke; und bei den Stampfwerken zur Bereitung des Schießpulvers haben die 9 bis 12 Fuß langen Stempel gar nur $3^1/_2$ Zoll Breite und 3 Zoll Dicke. In der Beſchuhung der Stempel weichen die verſchiedenen Pochwerke weſentlich von einander ab; bei den Erz-, Stein- und Schlackenpochwerken beſteht der Schuh in einem parallelepipediſchen Stück Schmiedeeiſen von circa 8 bis 10 Zoll Länge und nahe demſelben Querſchnitte wie der Holzſtempel; derſelbe wird mittels eines pyramidalen Zapfens oder Kieles von 8 bis 10 Zoll Länge und 2 bis 4 Zoll Dicke in dem Holzſtempel befeſtigt. Zu dieſem Zwecke wird von der Seite her ein Loch in den Stempel gemeißelt und Poch- und Stampfwerke

Digitized by Google

Poch- und Stampfwerke.

nachdem man noch drei eiserne Ringe um denselben gelegt hat, dieses Loch an der Seite mit einem Holzkeile verschlossen, sowie das Pocheisen mit seinem Kiele in dasselbe eingetrieben. Während der Holzstempel 125 bis 175 Pfund wiegt, hat das Pocheisen ein Gewicht von 75 bis 125 Pfund, also der armirte Stempel im Ganzen ein Gewicht von 200 bis 300 Pfund. Die Oelmühlstampfer werden entweder an der Bahn mit breitköpfigen Nägeln beschlagen oder mit gußeisernen Schuhen versehen, und wiegen im Ganzen nur 100 bis 150 Pfund. Die Stampfer in den Pulvermühlen sind am Fuße bloß mit einem messingenen Ringe beschlagen und wiegen deshalb auch nur 60 bis 70 Pfund. Auch die Größe des Hubes (des Stempelweges pro Anhub) (franz. levée; engl. lift) ist nach der Art der zu zerstampfenden Körper sehr verschieden. Bei Erz- und Steinpochwerken ist der Hub 6 bis 15 Zoll, bei Oelmühlen und bei Pulverstampfern aber 16 bis 20 Zoll. Endlich die Anzahl der Anhübe eines Stempels pr. Minute ist bei Erzpochwerken u. s. w. 50 bis 60, bei Oel- und Pulvermühlen, wegen des größeren Hubes, nur 40 bis 50.

Die Hebedaumen oder die sogenannten Heblinge der Welle ergreifen den Stempel an einem anderen Daumen, dem sogenannten Däumling (franz. mentonnet; engl. tappet), welcher rechtwinkelig aus dem Stempel hervorsteht. Der Kopf des Däumlings bildet ein Parallelepiped, welches mit dem Stempel eine gleiche Breite hat, der ebenfalls parallelepipedische Schwanz desselben hat hiervon nur den dritten Theil zur Breite; derselbe ist durch ein entsprechendes Loch im Stempel gesteckt, steht auf der entgegengesetzten Seite 5 bis 6 Zoll aus dem Stempel hervor und wird mittels zweier Keile mit dem Stempel fest verbunden. Um das schnelle Abführen des Däumlings zu verhindern, wird auf der Unterfläche des Däumlingkopfes noch eine schmiedeeiserne Platte aufgeschraubt. Die Länge des Däumlingkopfes hängt natürlich vom Hube und vom Drehungswinkel der Heblingswelle während des Anhubes ab; gewöhnlich ist dieselbe 6 bis 9 Zoll. Der Hebling ergreift den Stempel an dem vorderen Ende des Däumlings; es ist folglich der Angriff desselben ein excentrischer, wobei dem Stempel ein Bestreben zum Drehen ertheilt wird. Um die aus diesem Bestreben hervorgehenden Horizontalpressungen des Stempels gegen seine Leitung so viel wie möglich herabzuziehen, muß diese Däumlinglänge so klein wie möglich, oder wenigstens nicht unnöthig groß gemacht werden. Am mechanisch vollkommensten würde allerdings das Anheben des Stempels erfolgen, wenn der Däumling parallel zur Wellenaxe durch den Stempel ginge und an beiden Seiten aus demselben hervorstände, oder wenn der Hebling den Stempel in einem Schlitze angriffe; in beiden Fällen könnte das Gewicht des Stempels unmittelbar von der Kraft des Heblings aufgenommen werden. Man wendet jedoch diese vollkommenere Construction deshalb seltener an, weil

Digitized by Google

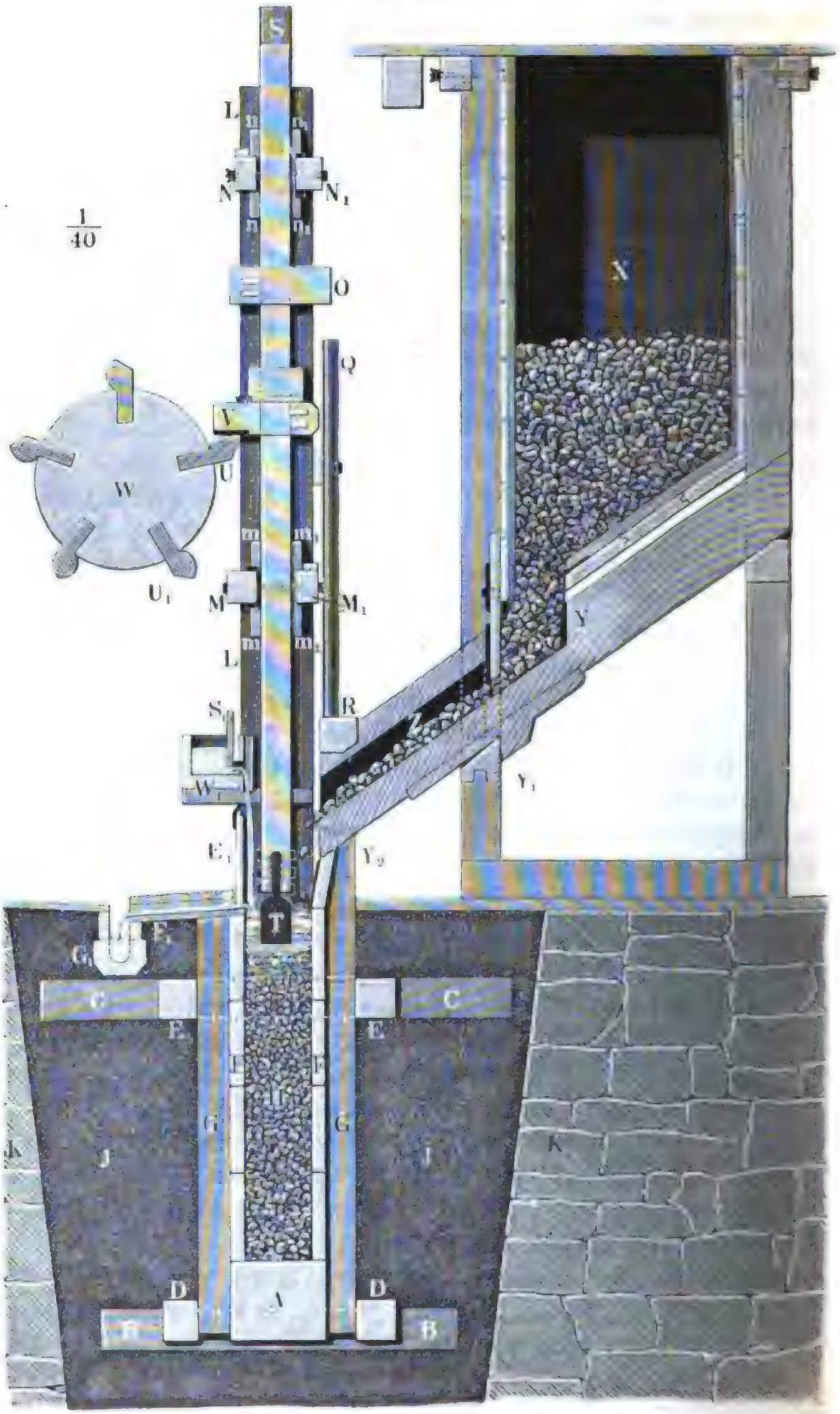
das Schlitzen des Heblings sowie das Durchlochen des Stempels die Haltbarkeit dieser Theile sehr beeinträchtigt, oder nach Befinden einen größeren Abstand der Stempel von einander nöthig macht.

§. 461. Das Zerpochen oder Zerstampfen der Körper erfolgt bei den Erzpochwerken in sogenannten Pochtrögen, worin allemal 3 bis 5 Stempel zugleich arbeiten, und bei den Oelmühlen, Pulvermühlen in sogenannten Stampfgruben, in welchen nur 1 bis 2 Stampfer zugleich arbeiten. Während die Pochtröge von Pfosten umgrenzte Kästen bilden, sind die Stampfgruben in einem Holzstamme, dem sogenannten Grubenstocke, ausgehöhlt. Die Sohle der Pochtröge besteht entweder aus Eisenstücken oder aus fest zusammengestampften quarzigen Gesteinstücken, die der Stampfgruben für Oelmühlen aus gußeisernen Platten, die der Pulvermühlen aus Holzstücken. Um das Senken der Pochsohle in Folge des Aufschlagens der Stempel zu verhindern und den Stempeln eine stabile Leitung zu verschaffen, ist es nöthig, dem ganzen Pochwerke ein festes Fundament zu geben und das Gerüste des Pochwerkes, den sogenannten Pochstuhl, mit demselben zu einem Ganzen zu verbinden. Das Fundament besteht in einem Schwellenroste, welcher nicht allein auf einer Schicht festgestampfter Erde ruht, sondern auch ringsherum durch festgestampfte Erde umgeben ist.

Die ganze Einrichtung des Pochwerkes eines Erzpochwerkes sammt Pochstuhl u. s. w. ist aus dem verticalen Querschnitte in Fig. 932 (a. f. S.) zu ersehen. Die Grundschwelle A des ganzen Pochstuhles ist ungefähr 20 Zoll breit und 15 Zoll hoch und ruht auf Querschwellen wie BB; letztere, sowie auch die 5 Fuß höher liegenden Querschwellen, wie CC, sind durch die Pfahlschwellen DD und EE mit einander verbunden. Die Wände FF des Pochtroges sind aus Pfosten zusammengesetzt und werden von außen durch die Pfähle GG, welche sich gegen die Pfahlschwellen stemmen, in ihrer aufrechten Lage erhalten. Bei einem Naßpochwerke, durch welches die ärmeren Erze oder sogenannten Pochgänge mit Zutritt von Wasser zerpocht und in auf Herden zu verwaschenden Pochschlamm verwandelt werden, ist der Pochtrog bis zur Sohle, auf welcher die Zerkleinerung erfolgt, mit Pochgängen H angefüllt; bei Trockenpochwerken, welche dazu dienen, die reicheren oder weniger armen Erze zu zerstoßen, um sie entweder unmittelbar dem Schmelzproceß übergeben, oder sie durch die sogenannte Setzwäsche weiter concentriren zu können, ist der Pochtrog mit Holzstücken H, Fig. 933 (a. S. 1201), ausgesetzt, auf welche dann noch die gußeiserne Pochsohle P zu liegen kommt. Noch ist bei JJ die Lehmrammelung, sowie in der ersten Abbildung bei KK die Mauerung zu sehen, welche den ganzen Pochstuhl umgiebt. In der Grundschwelle A sind auch die 16 bis 18 Fuß langen, 8 bis 10 Zoll breiten und 10 bis 12 Zoll dicken

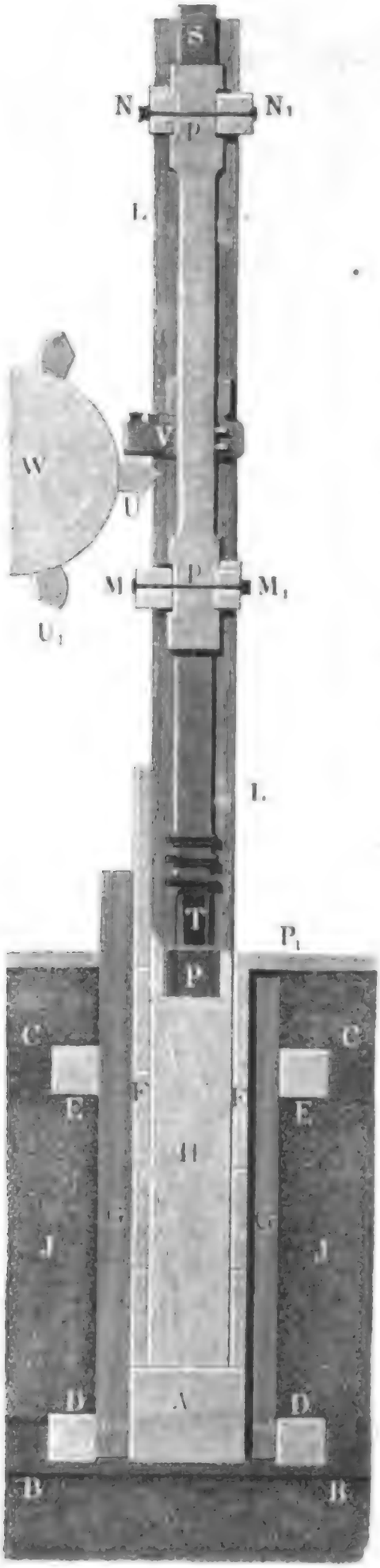
Digitized by Google

Fig. 932.



Digitized by Google

Fig. 933.



Pochſäulen, wie LL, eingezapft, welche nicht allein den ganzen Pochſtuhl, ſondern auch jeden einzelnen, aus 3 bis 5 Stempeln beſtehenden Pochſatz an den ſchmalen Seiten begrenzen, wobei die aneinander angrenzenden Pochſätze eine Pochſäule gemeinſchaftlich haben. Je zwei Pochſäulen ſind unter einander durch die ſogenannten Scheidelatten oder Ladenhölzer M, M_1 und N, N_1 verbunden. Die eigentliche Führung der Stempel ST beſteht in den Streichklammern mm, $m_1 m_1$, nn und $n_1 n_1$, (Fig. 932), welche zwiſchen den Stempeln und den Ladenhölzern eingeſetzt werden, ſowie in den Scheide- oder Streichlatten pp, Fig. 933, welche zwiſchen den benachbarten Stempeln zu hängen kommen und durch Schrauben mit den Ladenhölzern feſt verbunden werden. Noch iſt in beiden Abbildungen W die Pochwelle mit den Heblingen $U, U_1 \ldots$, welche den Däumling V des Stempels ST ergreifen. Pochwerke.

Bei dem Naßpochwerke in Fig. 932 iſt in X die ſogenannte Pochrolle abgebildet, welche die oben eingeſchütteten Pochgänge aufnimmt und durch einen Blechtrichter Y in das Rollgerinne Z führt. Letzteres ruht auf den Schwellen Y_1 und Y_2 und trägt einen Froſch R, auf welchen ſich der Bolzen Q ſtützt, und dieſer Bolzen ſteht unter einem Däumlinge O, dem ſogenannten Klopfer, welcher außer dem Däumlinge V zum Anheben, an dem mittleren Stempel von je einem Pochſatze, dem ſogenannten Unterſchurer, angebracht iſt. Es iſt leicht einzuſehen, daß der Klopfer O mittels des Bolzens QR auf den Froſch R aufſchlägt und dadurch das Rollgerinne erſchüttert, wenn der Unterſchurer tief genug herabfällt, und daß auf dieſe Weiſe neue Pochgänge in den Pochtrog P zu rollen genöthigt werden,

III.

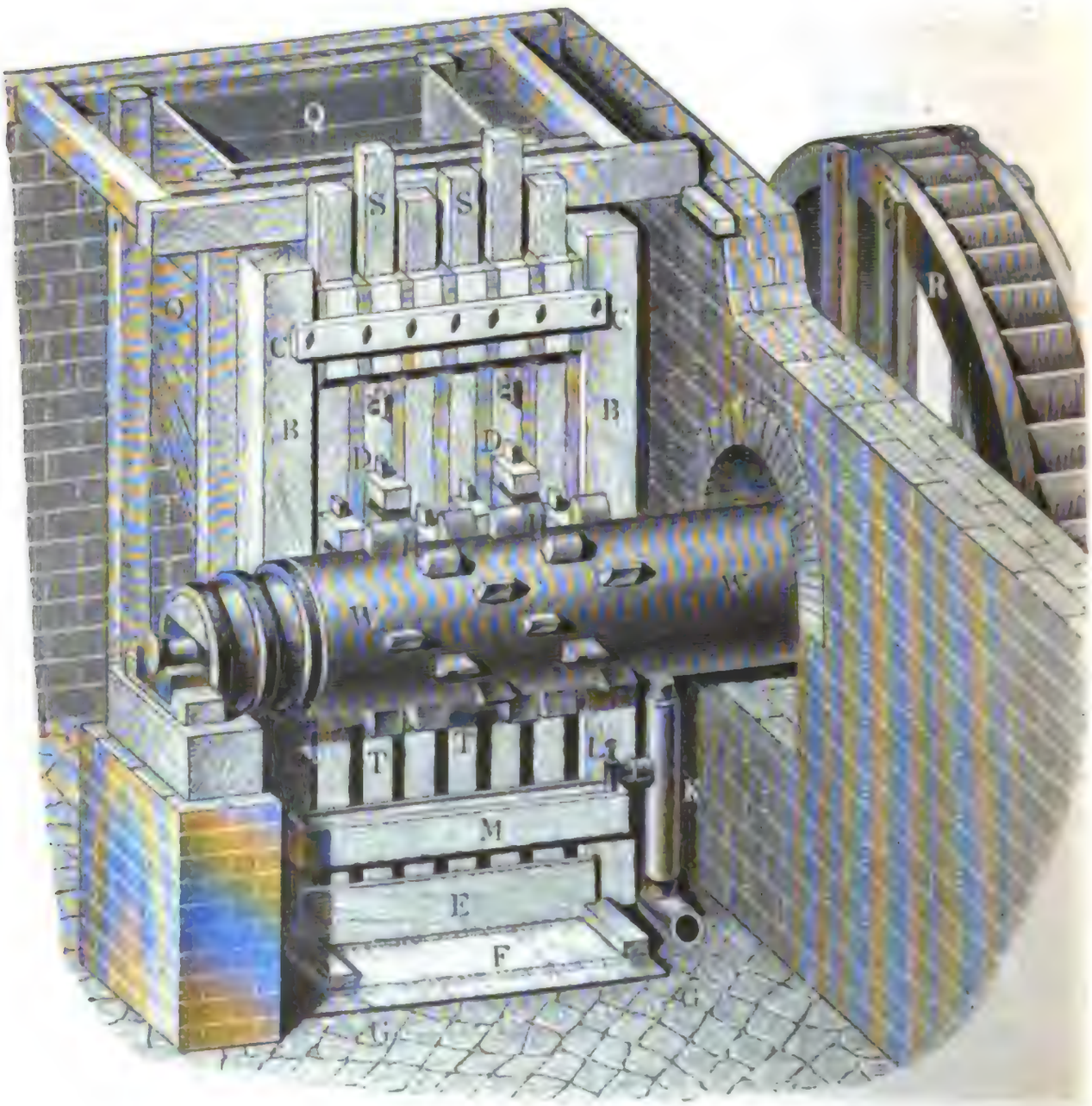
Digitized by Google

Pochwerke. wenn die Pochgänge unter dem Pocheisen T bis auf einen gewissen Grad zerkleint und vom Wasser fortgeführt worden sind. Das Pochwasser wird dem Pochwerke durch das Gerinne W_1 zugeführt und mittels der Schütze S_1 zugetheilt, und die aus der Vermengung desselben mit dem Pochmehle hervorgehende Pochtrübe fließt durch den Spalt s unter der Wand oder Vorsetztafel E_1 ab und wird mittels der Austragetafel F_1 in das Austragegerinne G_1 geleitet, welches mit der sogenannten Mehlführung communicirt.

Bei dem Trockenpochwerke in Fig. 933 ist der Pochtrog auf der vorderen Seite offen, und an den übrigen drei Seiten, d. i. an den beiden Pochsäulen und der Hinterwand, mit Eisenblech belegt, und es steht die Oberfläche der Pochsohle P mit der Pochhaussohle P_1, welche letztere mit 3 Zoll dicken Bohlen bedeckt ist, in gleichem Niveau.

Das Ganze eines kleinen sechsstempeligen Pochwerkes ist aus der aronometrischen Abbildung in Fig. 934 zu ersehen. Es wird hier die Heblings-

Fig. 934.



Digitized by Google

welle WW durch ein oberſchlägiges Waſſerrad R in Umdrehung geſetzt und das Pochwaſſer durch den mit einem Hahn L verſehenen Waſſerſtänder K in das Gerinne M geführt, aus welchem es in den Pochtrog läuft. Ferner ſieht man ST, ST... die Pochſtempel, welche von den Pochſäulen B, B, den Ladenhölzern CC u. ſ. w. eingeſchloſſen ſind, ſowie in H, H... die Heblinge und in D, D... die von letzteren ergriffenen Däumlinge, in E die Vorſetztafel, in F die Austragetafel mit der darüber herablaufenden Pochtrübe und in GG das Austragegerinne, endlich iſt noch in OQ die Pochrolle u. ſ. w. wahrzunehmen. Pochwerke.

§. 462. Bei der Oelgewinnung aus Pflanzenſamen kommen vorzüglich drei Arbeiten vor, nämlich das Zerkleinen der Oelfrucht, die Trennung des Pflanzeneiweißes und Schleimes von dem Oel gebenden Theil der Frucht durch Erwärmung, und das Auspreſſen des Oeles. Die Zerkleinung oder das Zerquetſchen des Samens erfolgt entweder durch Quetſchwalzen oder durch Mühlſteine mit horizontaler Axe, welche mittels einer ſtehenden Welle auf einem horizontal liegenden Steine, dem ſogenannten Herde, in Umlauf geſetzt werden, oder durch Stampfwerke, welche im Weſentlichen wie die gewöhnlichen Erzpochwerke eingerichtet ſind. Zur Erwärmung des zerquetſchten Samens dient ein beſonders conſtruirter Wärmeofen, und zum Auspreſſen des Oeles wird entweder eine Keil- oder eine Hebel- oder eine hydrauliſche Preſſe (ſ. §. 213) angewendet. Bei der Keilpreſſe erfolgt das Eintreiben des Keiles und damit verbundene Auspreſſen des Oeles aus der in Säcken oder Tüchern eingepackten Oelfrucht entweder durch einen Hammer, den ſogenannten Schlägel, oder durch einen Stempel, die ſogenannte Ramme. Stampfwerke.

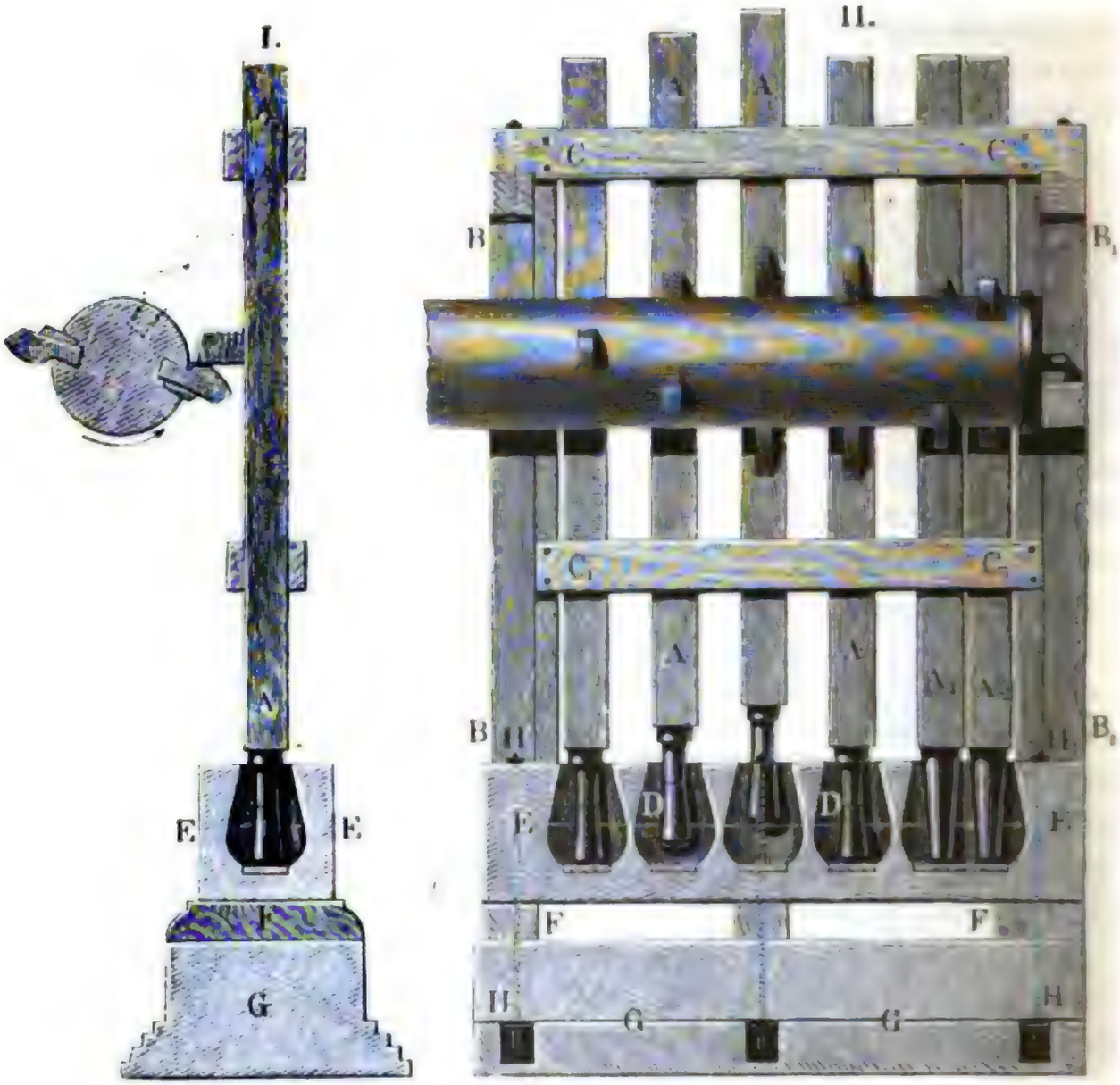
Von dieſen verſchiedenen Mechanismen ſollen hier nur die Stampfwerke in Betracht gezogen werden. Die beiden Anſichten eines ſolchen Stampfwerkes führt Fig. 935 I und II (a. f. S.) vor Augen. Die Stampfer A, A... bewegen ſich auch hier innerhalb der Gerüſtſäulen BB, B_1B_1 und der Scheidelatten CC, C_1C_1, und arbeiten in den Löchern oder Gruben D,D..., welche in einem vierkantig behauenen Holzklotze, dem ſogenannten Grubenſtocke, EE ausgearbeitet ſind. Der Grubenſtock ruht auf den Schwellen F, F, ſowie dem Fundamente GG und iſt mit dem letzteren durch die Schrauben H, H... feſt verbunden; er trägt zugleich die Gerüſtſäulen, deren Füße an ſeinen Kopfenden eingelaſſen und durch Keile befeſtigt ſind.

Die vortheilhafte Wirkung eines Stampfwerkes hängt vorzüglich auch von der Geſtalt und Größe der Gruben ab. Es kommt hierbei beſonders darauf an, daß die Stampfen den Samen an den Grubenwänden hinauftreiben und denſelben in Folge des Ueberhängens dieſer Wände zum Ueberſtürzen nöthigen, wobei er nicht allein Platz für die neu hinzukommenden

Digitized by Google

Stampfwerke. Samen macht, sondern auch umgewendet wird. Wenn nur ein Stampfer wie A in einer Grube arbeitet, so ist der Querschnitt einer Grube kreisförmig; arbeiten aber zwei Stampfer wie A_1, A_2 in einer und derselben

Fig. 935.



Grube, so erhalten dieselben einen nahe elliptischen Querschnitt. Die Tiefe einer Grube ist ungefähr $^3/_4$ des Stampferhubes und zwar 14 bis 18 Zoll.

Die Weite einer Grube am Boden ist in dem Falle, wenn nur ein Stampfer in derselben arbeitet, durchgängig 6 bis 9 Zoll, und in dem Falle, wenn zwei Stampfer in derselben arbeiten, 6 bis 9 Zoll und 12 bis 16 Zoll. Der Grubenstock besteht gewöhnlich aus gutem festen Eichenholze, ist im Mittel 2 Fuß breit und hoch, und seine Länge richtet sich nach der Anzahl der in denselben auszuarbeitenden Gruben, welche, von Axe zu Axe gemessen, gewöhnlich 2 bis $2^1/_2$ Fuß von einander abstehen. Uebrigens

Digitized by Google

ſetzt man den Grubenſtock nicht ſelten aus zwei übereinander zu legenden Stücken zuſammen, auch bringt man wohl ſtatt der eiſernen Bodenplatte einen ganz eiſernen Topf in die Stampfgrube oder verſieht dieſelbe mit einem Futter aus Weißblech. Stampfwerke

Unter den verſchiedenen Schablonen für das Querprofil einer Stampfgrube iſt nach Scholl's Schrift: »Ueber den Bau und Betrieb der Oelmühlen«, Darmſtadt 1844, folgende einfach und zweckmäßig. Es iſt die Tiefe $AB = {}^3/_4$ des Stampferhubes, die Bauchweite in der Höhe $BC = {}^2/_3 AB$, EE gleich dem vierfachen Stampferdurchmeſſer plus 1 Zoll; ferner iſt C der Mittelpunkt für die Kreisbogen EF, EF und es ſind E, E die Mittelpunkte für die Kreisbogen DE, DE; endlich mißt die Höhe AK des cylindriſchen Halſes $FGGF$, $1{}^1/_4$ Zoll. Für das Längenprofil hat man längs der Axe BK ein Rechteck einzuſchalten, deſſen Breite gleich iſt dem Axenabſtande der in derſelben Grube arbeitenden Stempel.

Fig. 936.

§. 463. Die Heblinge, durch welche die Stempel oder Stampfer eines Poch- oder Stampfwerkes von der umlaufenden Welle emporgehoben werden, conſtruirt man in der Regel nach der Kreisevolvente (ſ. §. 84, auch »Ingenieur« Seite 180); dieſelben ergreifen den Stempel oder Däumling des Stempels nur in einem Punkte, und wirken in ſenkrechter Richtung ſo auf denſelben, daß er faſt gleichförmig emporſteigt. Dieſe Angriffs- und Bewegungsweiſe des Stempels hat zwar den Vortheil, daß hierbei die Reibung zwiſchen Hebling und Däumling und die des Stempels in ſeiner Führung am kleinſten ausfällt, dagegen aber auch den Nachtheil, daß hier der Stempel faſt momentan aus der Ruhe in Bewegung geſetzt wird, womit nicht allein ein Arbeitsverluſt, ſondern auch ein ſtärkeres Abführen der activen Maſchinentheile verbunden iſt. Heblinge.

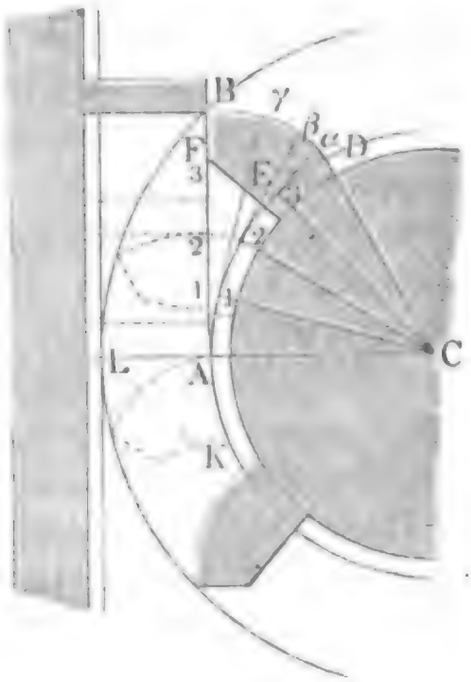
Aus dieſem Grunde iſt die in Fig. 223 (§. 89) dargeſtellte Heblingsconſtruction nach dem Kreiſe, wobei der Stempel wie eine Kolbenſtange mittels einer Kurbelwarze emporgehoben wird, die vorzüglichere, wenigſtens läßt ſich hierbei, ohne die ſenkrechte Wirkung des Heblings auf den Stempel zu beeinträchtigen, die Anfangsgeſchwindigkeit des Stempels und die Stärke des daraus hervorgehenden Stoßes bedeutend herabziehen.

Bei dem gewöhnlichen Heblingspochwerke, Fig. 937 (a. f. S.), wird der Däumling AL vom Heblinge AK ergriffen, wenn der Angriffspunkt A

Digitized by Google

Hebl. mit der Axe C der Welle in derſelben Höhe ſteht, alſo der mechaniſche Halbmeſſer CA der Welle horizontal iſt und folglich auf der Hublinie AB des Stempels winkelrecht ſteht. Um die Heblingscurve BD auf mechaniſchem Wege zu conſtruiren, beſchreibt man mit dem mechaniſchen Halbmeſſer $CA = CD = r$ einen Kreisbogen, ſchneidet nach demſelben ein Bret aus und legt einen Faden AB, deſſen Länge der Größe h des Hubes gleich iſt, allmälig um dieſen Bogen; der Endpunkt B dieſes Fadens beſchreibt dann den Evolventenbogen BD, nach welchem der Hebling auszuſchneiden iſt. Geometriſch conſtruirt man dieſe Heblingscurve, wenn man den Bogen AD = dem Hube AB in n (vier) gleiche Theile theilt, durch die Theilpunkte 1, 2, 3 ... die Tangenten 1α, 2β, 3γ ... zieht und $1\alpha = \frac{h}{n}$, $2\beta = 2\frac{h}{n}$, $3\gamma = 3\frac{h}{n}$ ···, z. B. $1\alpha = {}^1/_4 h$, $2\beta = {}^2/_4 h$, $3\gamma = {}^3/_4 h$ macht, und die Punkte D, α, β, γ und B durch einen Zug mit einander verbindet.

Fig. 937.



Der Centriwinkel $ACD = \alpha$, welcher dem Bogen $AD = h$ zukommt und dazu dient, dieſen Bogen auf dem Theilkreiſe abzuſchneiden, iſt durch die bekannte Formel

$$\alpha^0 = 180^0 \frac{h}{\pi r} = 57{,}296^0 \frac{h}{r}$$

beſtimmt.

Kennt man die Anzahl u der Umdrehungen der Welle pr. Minute und die Hübigkeit n derſelben, d. i. die Anzahl der Heblinge eines Stempels oder die Anzahl der Anhübe deſſelben pr. Umdrehung der Welle, ſo erhält man in dem Producte nu die Anzahl n_1 der Anhübe eines Stempels pr. Minute. Da aber dieſelbe gewöhnlich gegeben und zwar $n_1 = 40$ bis 60 iſt, ſo läßt ſich hiernach aus n und u die Hübigkeit

$$n = \frac{n_1}{u}$$

beſtimmen. Gewöhnlich iſt $n = 2$ bis 8.

Jedenfalls iſt es mechaniſch vortheilhaft, die Stempel möglichſt langſam emporzuheben, folglich die Zeit zum Aufſteigen ſo groß wie möglich zu machen, und hiernach die Anordnung eines Pochwerkes zu treffen. Die

Digitized by Google

Zeit eines Stempelſpieles, d. i. vom Angriffe eines Stempels bis zum nächſtfolgenden, iſt Heblingswelle.

$$t = \frac{60''}{n_1} = \frac{60''}{nu}.$$

Bezeichnet v das Verhältniß der Anzahl der im Steigen begriffenen Stempel zur Anzahl aller Stempel des Pochwerkes, ſo iſt die Zeit zum Steigen eines Stempels:

$$t_1 = vt = \frac{60''v}{n_1} = \frac{60''v}{nu}.$$

Nach der Theorie des freien Falles (ſ. Band I, §. 15) iſt ferner die Fallzeit des Stempels, d. i. die Zeit, in welcher derſelbe von der Höhe h herabfällt,

$$t_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}};$$

daher folgt, wenn man vor der Hand die Ruhezeit des Stempels = Null, alſo

$$t = t_1 + t_2 = vt + \sqrt{\frac{2h}{g}}$$

ſetzt:

$$(1 - v)t = \sqrt{\frac{2h}{g}},$$

oder

$$1 - v = \frac{nu}{60}\sqrt{\frac{2h}{g}},$$

und

$$v = 1 - \frac{nu}{60}\sqrt{\frac{2h}{g}}.$$

Um ſicher zu ſein, daß der fallende Stempel nicht vom folgenden Hebling aufgefangen wird, iſt allerdings

$$v < 1 - \frac{nu}{60}\sqrt{\frac{2h}{g}}$$

zu fordern.

Setzen wir für nu und h die größten Werthe, nämlich $nu = 60$ und $h = 1{,}5$ Fuß ein, ſo erhalten wir

$$v < 1 - \sqrt{\frac{3}{g}} = 1 - \sqrt{\frac{3}{31{,}25}} = 1 - 0{,}31,$$

d. i.

$$v < 0{,}69.$$

Hiernach kann man $v = 0{,}666 = {}^2/_3$ annehmen, alſo das Pochwerk

Digitized by Google

Hebungswelle. ſo anordnen, daß von drei Stempeln zwei im Aufſteigen und der dritte im Niederfallen oder in der Ruhe begriffen iſt.

Aus dem Verhältniſſe v, dem Hube h u. ſ. w. läßt ſich nun auch der erforderliche mechaniſche oder Theilkreishalbmeſſer der Hebungswelle berechnen. Es iſt die Theilung oder der Bogen zwiſchen je zwei Hebungen eines und deſſelben Stempels:

$$h = v \cdot \frac{2\pi r}{n}$$

und daher der geſuchte Halbmeſſer

$$r = \frac{nh}{2\pi v} = 0{,}15915\,\frac{nh}{v},$$

alſo für $v = {}^2/_3$,

$$r = 0{,}2387\,nh,$$

wofür man gewöhnlich $= {}^1/_4\,nh$ annimmt.

Es wächſt alſo der mechaniſche Halbmeſſer der Hebungswelle direct wie der Hub h des Stempels und wie die Hübigkeit n der Welle.

Den Halbmeſſer der phyſiſchen Welle macht man gewöhnlich 1 bis 2 Zoll kleiner als den mechaniſchen Halbmeſſer r. Aus r und h beſtimmt ſich nun auch die Länge $BE = d$ des Hebungs.

Es iſt $BE = CB - CE$, d. i.:

$$d = \sqrt{r^2 + h^2} - r,$$

wozu aber noch der Unterſchied von 1 bis 2 Zoll zwiſchen den beiden Wellenhalbmeſſern hinzukommt.

Die Stärke BF des Hebungs am äußeren Ende nimmt man ${}^1/_5\,h$ bis ${}^1/_4\,h$. Der Evolventenbogen BD läßt ſich aus einer ſehr großen Anzahl m von Kreisbögen zuſammenſetzen, deren Halbmeſſer $\frac{h}{m}$, $2\frac{h}{m}$, $3\frac{h}{m} \cdots \frac{mh}{m}$ ſind, und wovon jeder den Centriwinkel $\frac{\alpha^0}{m}$ hat; es iſt folglich die ganze Bogenlänge:

$$BD = s = \frac{h}{m} \cdot \frac{\alpha}{m} + 2\frac{h}{m} \cdot \frac{\alpha}{m} + 3\frac{h}{m} \cdot \frac{\alpha}{m} + \cdots m\frac{h}{m}\frac{\alpha}{m}$$

$$= (1 + 2 + 3 + \cdots + m)\,\frac{h\alpha}{m^2},$$

folglich, da ſich $1 + 2 + 3 + \cdots + m = \frac{m^2}{2}$ ſetzen läßt (ſ. »Ingenieur« Seite 88) und $h = AB = \widehat{AD} = r\alpha$, alſo $\alpha = \frac{h}{r}$ iſt,

$$s = {}^1/_2\,\alpha h = \frac{h^2}{2r}.$$

Digitized by Google

Die mechaniſche Länge des Däumlings iſt gleich der des Heblings, die Länge des phyſiſchen Däumlings, vom äußeren Ende bis Stempel gemeſſen, wird aber $^3/_4$ bis $1^1/_2$ Zoll größer gemacht. Däumlinge.

§. 464. Die Art und Weiſe, wie die Däumlinge in dem Stempel verzapft und darin durch Keile feſtgehalten werden, iſt ſchon in den Abbildungen Fig. 932 und 933 dargeſtellt, auch ſieht man daſelbſt, daß die Grundfläche derſelben von einer aufgeſchraubten Eiſenplatte bedeckt iſt. Da mit dem Abführen des Pocheiſens und mit dem Verändern der Pochſohle auch die Stellung des Stempels gegen die Heblingswelle eine andere wird, ſo iſt es zweckmäßig, den Däumling im Stempel höher oder tiefer ſtellen zu können, und deshalb nöthig, denſelben ſowohl von oben als auch von unten im Zapfenloche des Stempels zu verkeilen.

Um ferner einen Stempel außer Gang zu ſetzen oder ihn, nach Befinden zum Zwecke einer Reparatur oder des Auswechſelns u. ſ. w., aus dem Gerüſte herausziehen zu können, iſt es nöthig, oben über den Stempeln hin einen Kreuz- oder Spillenhaspel (ſ. Band II, §. 124) anzubringen, durch welchen ſich dann mit Hülfe eines Seiles und Hakens der Stempel emporheben läßt. Zum bloßen Außergangſetzen genügt auch eine einfache Sperrklinke, welche man in eine Vertiefung im Stempel eingreifen läßt. Heblingswelle.

Die Heblinge ſind entweder ganz aus Holz, oder theils aus Gußeiſen und theils aus Holz, ſeltener bloß aus Gußeiſen. Die Art und Weiſe, wie ein hölzerner Hebling in einer hölzernen Welle eingeſetzt wird, iſt aus Fig. 938 zu erſehen, wo CW, AG den Hebling, welcher mit einem Schwalbenſchwanze in die Welle eingreift, M einen Keil und N einen Vorſteckнagel darſtellt, welcher das Zurückgehen des letzteren verhindert.

Der Querſchnitt einer hohlen gußeiſernen Heblingswelle mit Heblingen, welche theils aus Holz, theils aus Gußeiſen beſtehen, iſt in Fig. 939 abgebildet. Es iſt AA die Welle mit den angegoſſenen Ringen wie BBB; ferner DDD ein gußeiſerner Ring mit den drei Heblingen, deren hölzerne Backen

Fig. 938.

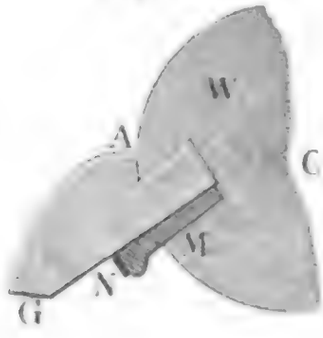
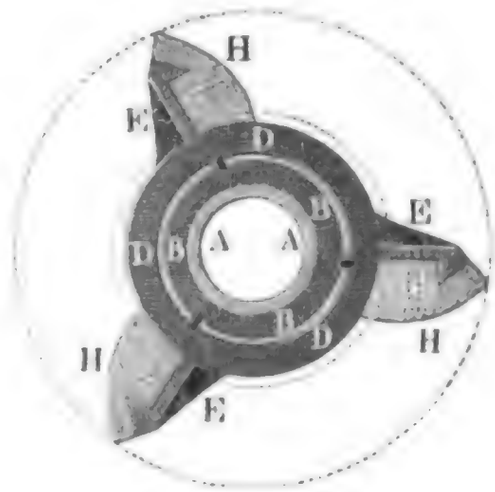


Fig. 939.

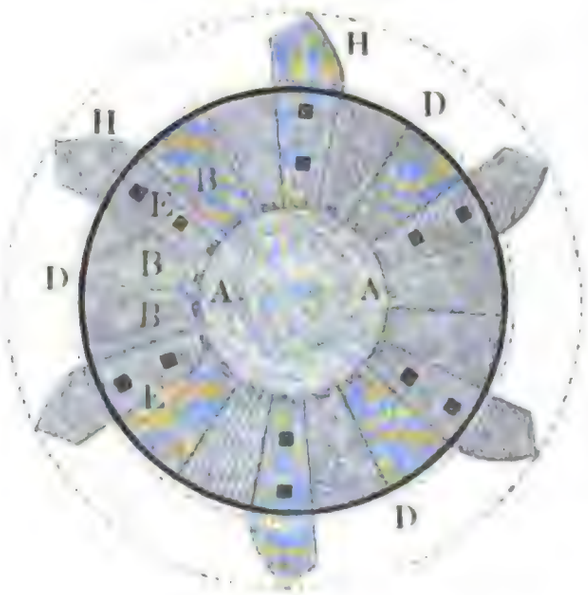


Digitized by Google

Hebelingswelle. H, H, H durch je zwei Schrauben auf die gußeisenen Ansätze E, E, E aufgeschraubt sind.

Bei einer kleinen Umdrehungszahl u der Welle fällt die Hübigkeit $n = \frac{n_1}{u}$ und der mechanische Halbmesser $r = 0{,}15915\,\frac{n\,h}{v}$ der Welle so groß aus, daß es nicht möglich ist, dieselbe aus einem Baumstamme auszuhauen, und man genöthigt wird, sie **aufzusatteln** oder mit einem sogenannten **Korbe** zu umgeben. Ein solcher Korb oder Sattel besteht aus keilförmigen Holzstücken und wird durch schmiedeeiserne Ringe auf der eigentlichen Welle festgehalten. Fig. 940 führt den Querschnitt einer aufgesattelten Welle vor Augen. Es besteht hier der Sattel aus 18 Dauben wie B, B, welche von eisernen Ringen wie $D\,D$ umgeben sind. Um das Gewicht der Welle durch die Aufsattelung nicht unnöthig zu vergrößern, setzt man für jeden Stempel einen besonderen Sattel auf, wobei es dann auch leicht ist, die Heblingsschwänze E, E... zwischen den Sattelhölzern zu verschrauben.

Fig. 940.



§. 465. Ein nicht unwichtiger Gegenstand ist die Vertheilung der Heblinge auf dem Umfange der Heblingswelle. Es ist natürlich erforderlich, die sämmtlichen Heblinge auf dem Umfange oder Mantel der Heblingswelle gleichförmig, d. i. so zu vertheilen, daß die Projectionen der Theilpunkte oder Heblingsaxen in einem Querschnitte der Welle gleiche Bogen oder Centriwinkel zwischen sich einschließen. Die Anzahl dieser Theilpunkte ist $n\,n_1$, wenn n die Hübigkeit und n_1 die Anzahl der Stempel des Pochwerks bezeichnen, folglich ist der Centriwinkel zwischen je zwei Theilpunkten

$$\delta_1 = \frac{360^0}{n\,n_1}.$$

Auch ist zu fordern, daß die Theilpunkte für die Heblinge eines und desselben Pochsatzes gleiche Bogen zwischen sich einschließen. Die Größe eines solchen Bogens ist

$$\delta_2 = \frac{360^0}{n\,n_2},$$

wenn n_2 die Anzahl der Stempel eines Pochsatzes (gewöhnlich 2 bis 6 bezeichnet.

Digitized by Google

Um nun die Arbeit des Stampfens zu befördern, iſt ferner nöthig, daß nicht die benachbarten Stempel eines Satzes, welcher aus mehr als zwei Stempeln beſteht, nach einander, ſondern die entfernter von einander ſtehenden Stempel unmittelbar nach einander angehoben werden, und um die Biegung der Welle durch das Gewicht der Stempel auf das Minimum herabzuziehen, läßt man endlich auch nicht die Stempel der benachbarten Sätze, ſondern die Stempel der entfernter von einander befindlichen Sätze unmittelbar nach einander anheben. Heblingswelle.

Damit man die Theilpunkte auf den Umfang der Heblingswelle auftragen kann, giebt man ſich durch ein Loth zwei parallele Durchmeſſer an den Endflächen der Welle an, theilt die Umfänge dieſer Flächen in nn_1 gleiche Theile, legt durch die entſprechenden Theilpunkte mittels Schnurſchläge gerade Linien, und verzeichnet noch die Theilkreiſe in den durch die Stempelaxen gelegten Querſchnitten.

Die Theilung einer dreihübigen Heblingswelle für einen ſechsſtempeligen Pochſatz mit drei Stempeln führt Fig. 941 in einer Abwickelung des Umfanges der Welle vor Augen. Vor der Abwickelung bilden die Linien AB, AB ein Ganzes, und die Geraden 111, 222, 333 u. ſ. w. die ſogenannten Theilkreiſe. Die Anzahl der Heblinge dieſer Welle iſt $nn_1 = 3 . 6 = 18$, und daher auch die Anzahl der Theilpunkte und der Parallelen zu AB, $= 18$. Die Vertheilung der Heblinge auf die Schnittpunkte zwiſchen den ſechs verticalen und den achtzehn horizontalen Linien iſt durch die Zahlen 1, 2, 3, 4, ... ausgedrückt.

Die Theilung einer vierhübigen Heblingswelle für einen fünfſtempeligen Pochſatz iſt aus der Abwickelung in Fig. 942 zu erſehen. Die

Fig. 941.

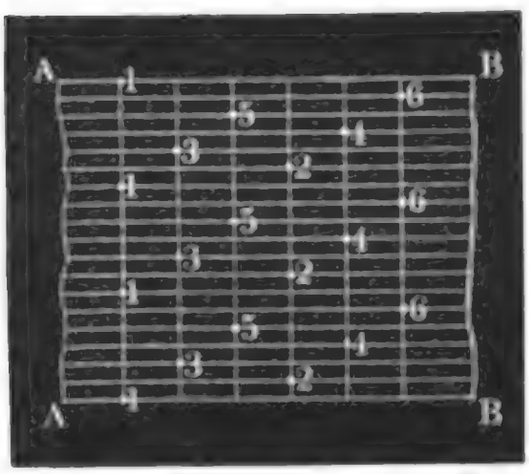
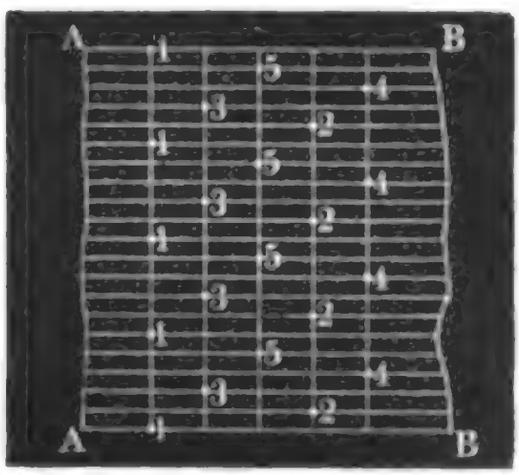


Fig. 942.



Anzahl der Heblinge iſt hier $= 4 . 5 = 20$, und folglich der Centriwinkel zwiſchen je zwei Theilpunkten, z. B. zwiſchen 1 und 2 oder zwiſchen 2 und 3 u. ſ. w., $= \frac{360^0}{20} = 18$ Grad.

Digitized by Google

Heblingswelle. Die folgenden Abbildungen ſtellen nicht die ganze Abwickelung einer Welle, ſondern nur den Theil $ABCD$ derſelben, welcher zwiſchen je zwei Heblingen eines Stempels enthalten iſt, dar. Fig. 943 iſt eine ſolche Abwickelung von der Heblingswelle für ein Pochwerk mit zwei Sätzen zu je fünf Stempeln. Die Anzahl der angegebenen Theilpunkte iſt $2 . 5 = 10$, die aller Theilpunkte natürlich $= 10\,n$ wenn n die Hübigkeit der Welle angiebt. Die Abbildung in Fig. 944 ſtellt eine ſolche Abwickelung für ein Pochwerk mit drei Sätzen zu je vier, die Abbildung in Fig. 945 eine dergleichen für ein Pochwerk mit vier drei- und endlich die in Fig. 946 für ein Stampfwerk mit fünf zweiſtempeligen Sätzen dar. Bei allen vier Abbildungen iſt natürlich

Fig. 943.

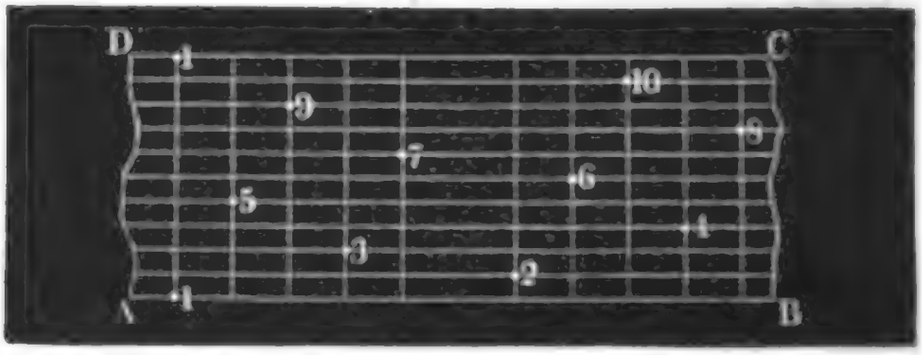


Fig. 944.

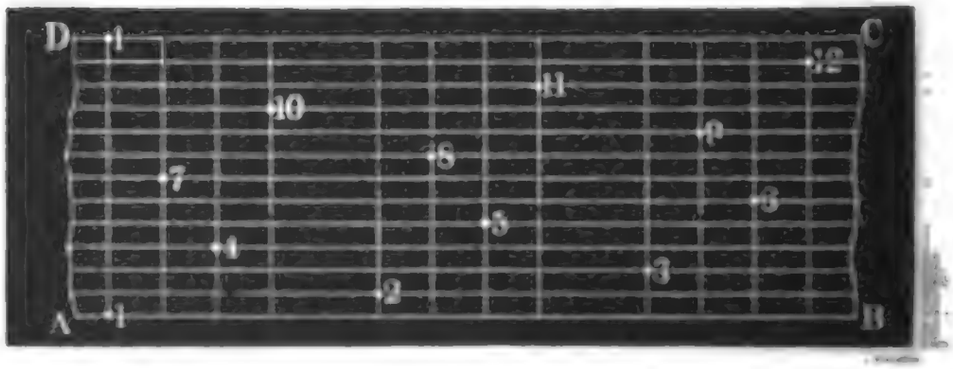
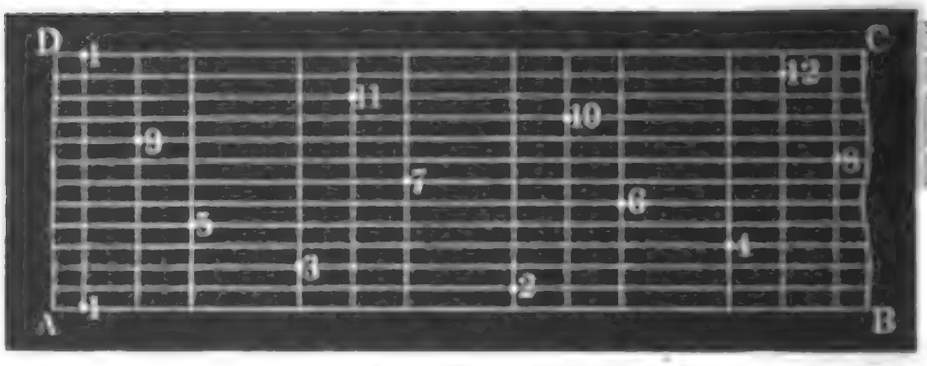


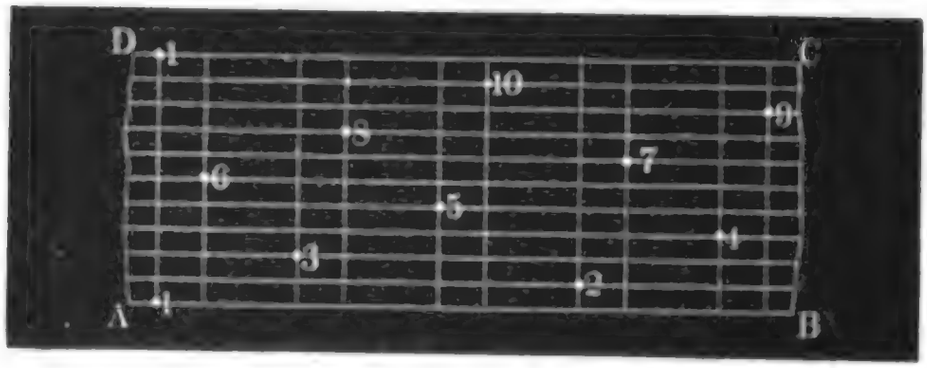
Fig. 945.



Digitized by Google

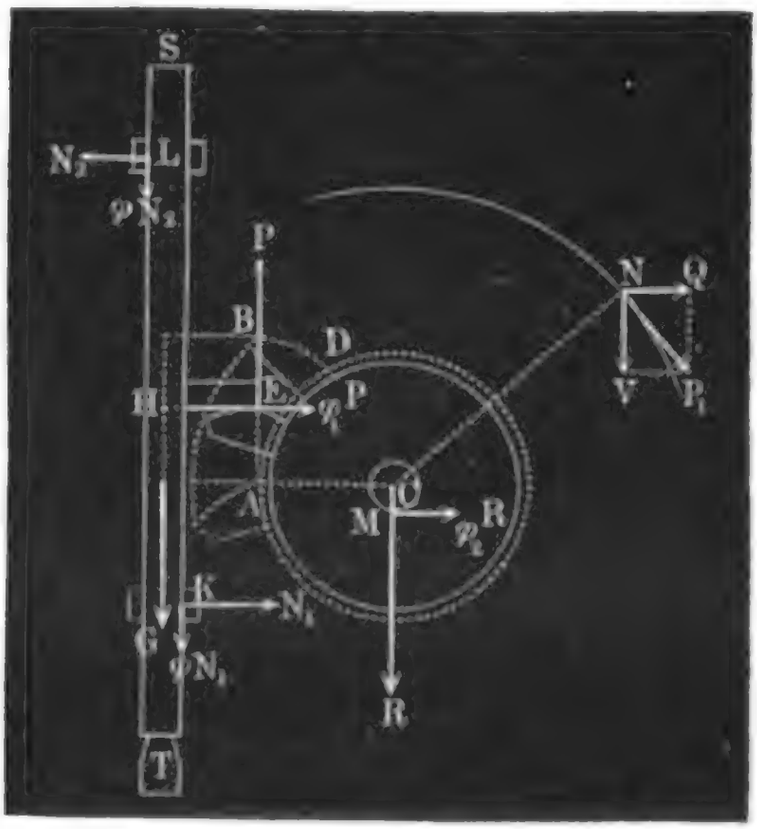
die Hübigkeit oder die Anzahl der Heblinge eines Stempels unbeſtimmt. Durch dieſe Anordnung wird den oben angegebenen Regeln entſprochen, namentlich auch der Forderung, daß erſt aus jedem Satze ein Stempel angehoben ſein muß, bevor der zweite Stempel eines Satzes ergriffen wird. Heblingswelle.

Fig. 946.



§. 466. Die Kraft zum Aufheben eines Pochſtempels ſowie die mechaniſche Arbeit, welche ein Poch- oder Stampfwerk in Anſpruch nimmt, läßt ſich wie folgt ermitteln. Es ſei das Gewicht des armirten Pochſtempels ST, Fig. 947, $= G$, die Kraft, mit welcher der Däumling EH deſſelben von dem Heblinge ergriffen wird, $= P$, der Druck, welchen der Stempel gegen die beiden Leitungen K und L ausübt, $= N_1$ und N_2, ferner ſei der Coefficient der Reibung des Stempels an dieſen Leitungen $= \varphi$ und der der Reibung zwiſchen dem Heblinge und Däumlinge, $= \varphi_1$, endlich bezeichne l die Entfernung der beiden Leitungen K und L von einander, l_1 die mittlere Entfernung HK des Däumlings EH von der unteren und l_2 die mittlere Entfernung HL deſſelben von der oberen Leitung, ſowie e die Länge des Däumlings, bis Axe des Stempels gemeſſen. Theorie der Pochwerke.

Fig. 947.



Digitized by Google

Theorie der Bockwerke.

Die aus der Kraft P entſpringende Reibung iſt $\varphi_1 P$ und wirkt horizontal auswärts, die aus den Seitendrücken N_1 und N_2 hervorgehenden Reibungen ſind φN_1 und φN_2 und wirken vertical abwärts. Es iſt nun den Regeln der Statik zufolge (ſ. Band I, §. 169)

$$1) \quad P = G + \varphi (N_1 + N_2),$$
$$2) \quad \varphi_1 P = N_1 - N_2,$$

und

$$3) \quad G e = N_1 l_1 + N_2 l_2 - \varphi (N_1 + N_2) e.$$

Eliminirt man aus den erſten zwei Gleichungen P, ſo erhält man zur Beſtimmung der Drücke N_1 und N_2 die Gleichungen

$$\varphi_1 G = N_1 (1 - \varphi \varphi_1) - N_2 (1 + \varphi \varphi_1)$$

und

$$G e = N_1 (l_1 - \varphi e) + N_2 (l_2 - \varphi e),$$

ſo daß nun

$$N_1 = \frac{G (e + \varphi_1 l_2)}{l - 2 \varphi e + \varphi \varphi_1 (l_1 - l_2)}$$

und

$$N_2 = \frac{G (e - \varphi_1 l_1)}{l - 2 \varphi e + \varphi \varphi_1 (l_1 - l_2)}$$

folgt.

In der Regel iſt das Glied $\varphi \varphi_1 (l_1 - l_2)$ klein genug, um es außer Acht laſſen zu können.

In dieſem Falle iſt:

$$N_1 = \frac{G (e + \varphi_1 l_2)}{l - 2 \varphi e}$$

ſowie

$$N_2 = \frac{G (e - \varphi_1 l_1)}{l - 2 \varphi e}$$

und

$$N_1 + N_2 = \frac{G [2 e - \varphi_1 (l_1 - l_2)]}{l - 2 \varphi e}.$$

Hiernach folgt nun die Kraft zum Aufheben des Stempels:

$$P = \left[1 + \varphi \left(\frac{2 e - \varphi_1 (l_1 - l_2)}{l - 2 \varphi e}\right)\right] G.$$

Dieſe Entwickelung ſetzt voraus, daß die Drücke N_1 und N_1 gegen die Führung entgegengeſetzt ſind, oder daß N_2 poſitiv ausfällt, alſo $e > \varphi_1 l_1$ iſt.

Für $e = \varphi_1 l_1$ hat man $N_2 =$ Null und daher

$$P = \left[1 + \varphi \left(\frac{e + \varphi_1 l_2}{l - 2 \varphi e}\right)\right] G,$$

und dagegen in dem Falle, wenn N_2 negativ oder $e < \varphi_1 l_1$ iſt, welcher eintritt, wenn ſich der Däumling nahe an der oberen Leitung befindet, muß

Digitized by Google

$$P = G + \varphi (N_1 - N_2) = \left(1 + \frac{\varphi \varphi_1 l}{l - 2\varphi e}\right) G$$

geſetzt werden.

Iſt $l_1 = l_2$, befindet ſich alſo der Stempel bei ſeiner mittleren Erhebung mitten zwiſchen beiden Führungen, ſo hat man im erſteren Falle:

$$P = \left(1 + \frac{2\varphi e}{l - 2\varphi e}\right) P.$$

Uebrigens iſt aus allen dieſen Ausdrücken zu erſehen, daß die Kraft zum Aufheben des Stempels um ſo kleiner ausfällt, oder dem Gewichte deſſelben um ſo näher kommt, je kleiner die Länge e des Däumlings und je größer die Entfernung $KL = l$ der beiden Leitungen oder Ladenhölzer von einander iſt.

Um eine allgemein gültige Formel zu erhalten, ſetzen wir

$$N_2 = \pm \frac{G(e - \varphi_1 l_1)}{l - 2\varphi e},$$

und daher

$$P = \left(1 + \frac{\varphi}{l - 2\varphi e} [e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]\right) G,$$

und fordern, daß für $\pm (e - \varphi_1 l_1)$ dasjenige Zeichen angenommen werde, welches dieſes Glied poſitiv macht.

Uebrigens iſt bei Anwendung von Talgſchmiere

$$\varphi = \varphi_1 = 0{,}10 \text{ bis } 0{,}15$$

einzuſetzen.

Die Arbeit Ph der Kraft zum Heben des Stempels auf die Höhe $AB = h$ wird noch um die Arbeit der Reibung zwiſchen Hebling und Däumling vergrößert. Die Größe dieſer Reibung iſt $\varphi_1 P$ und der Weg derſelben während des Stempelhubes, der Evolventenbogen $BD = s = \frac{h^2}{2r}$, folglich die Arbeit deſſelben

$$= \varphi_1 Ps = \varphi_1 \frac{Ph^2}{2r},$$

und die geſammte Arbeit zum Aufheben des Stempels:

$$A_1 = Ph + \varphi_1 \frac{Ph^2}{2r}$$

$$= \left(1 + \varphi_1 \frac{h}{2r}\right)\left(1 + \frac{\varphi}{l - 2\varphi e} [e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]\right) Gh.$$

Da der Stempel nicht unendlich langſam aufſteigt, ſo iſt auch noch die Arbeit der Trägheit des Stempels in Betracht zu ziehen. Bezeichnet M die träge Maſſe eines Stempels, M_1 die träge Maſſe der armirten Heblingswelle, reducirt auf den Theilkreis der Welle oder den Angriffspunkt des

Digitized by Google

Theorie der Hochwerke.

Heblings, v_1 die Geſchwindigkeit dieſes Punktes vor, ſowie v die deſſelben nach dem Anſtoß an den Däumling, ſo iſt

$$v = \frac{M_1 v_1}{M + M_1}$$

(ſ. Band I, §. 306), und der mit dieſer Geſchwindigkeitsveränderung $(v_1 - v)$ verbundene Arbeitsverluſt der Welle

$$A_2 = \frac{M_1 (v_1^2 - v^2)}{2} = \frac{M_1 v_1^2}{2}\left[1 - \left(\frac{M_1}{M + M_1}\right)^2\right]$$
$$= \frac{(2 M_1 + M) M M_1}{(M + M_1)^2} \cdot \frac{v_1^2}{2}.$$

In der Regel iſt aber M klein gegen M_1 und daher ſtatt $2 M + M_1$, ſowie ſtatt $M + M_1$, M_1 zu ſetzen erlaubt, ſo daß

$$A_2 = 2 M \frac{v_1^2}{2} = G \frac{v_1^2}{g}$$

folgt.

Auch kann man, da v und v_1 wenig von einander verſchieden ſind, in der letzten Formel $v_1 = v =$ der mittleren Umdrehungsgeſchwindigkeit der Heblingswelle ſetzen, welche ſich aus der Umdrehungszahl u derſelben durch die bekannte Formel

$$v = \frac{\pi u r}{30}$$

beſtimmt.

Die mechaniſche Arbeit $A_2 = \frac{G v^2}{g} = \frac{G}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2$, welche die Heblingswelle bei jedem Anhube eines Stempels in Anſpruch nimmt, geht übrigens nur zur Hälfte verloren, denn da der Stempel noch die Geſchwindigkeit $v = \frac{\pi u r}{30}$ hat, wenn ihn der Hebling verläßt, ſo ſteigt er auch, wie ein ſenkrecht empor geworfener Körper, noch um die Höhe

$$\frac{v^2}{2 g} = \frac{1}{2 g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2$$

frei empor, hat alſo im Ganzen die Steig- und Fallhöhe

$$h_1 = h + \frac{v^2}{2 g} = h + \frac{1}{2 g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2,$$

und beſitzt nun bei ſeinem Aufſchlagen nicht das Arbeitsvermögen $G h$, ſondern das Arbeitsvermögen

$$G h_1 = G\left[h + \frac{1}{2 g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] = G h + {}^1/_2 A_2.$$

Die zweite Hälfte von A_2 geht allerdings durch den Stoß zwiſchen Hebling und Däumling verloren, und der entſprechende Arbeitsverluſt hat

Digitized by Google

überdies noch den Nachtheil, daß ſie auf die Zerſtörung und Abführung der Maſchine verwendet wird. Theorie der Pochwerke.

Die Zeit τ, welche der Stempel auf das letzte freie Aufſteigen verwendet, iſt durch die bekannte Formel

$$\tau = \frac{v}{g}$$

beſtimmt, und die Zeit zum Durchfallen der ganzen Höhe $h_1 = h + \frac{v^2}{2g}$ iſt hiernach

$$t_2 = \sqrt{\frac{2h_1}{g}} = \sqrt{\frac{2}{g}\left(h + \frac{v^2}{2g}\right)}$$

zu ſetzen.

Bei der gewöhnlichen Heblingsgeſchwindigkeit $v = 2$ Fuß iſt

$$\tau = \frac{v}{g} = \frac{2}{31{,}25} = 0{,}064 \text{ Secunden}$$

und

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{4}{62{,}5} = 0{,}064 \text{ Fuß} = 0{,}768 \text{ Zoll},$$

und daher zu erwarten, daß durch dieſes Aufwerfen des Stempels die Richtigkeit der in §. 463 gefundenen Formel

$$v = 1 - \frac{nu}{60}\sqrt{\frac{2h}{g}}$$

nicht weſentlich beeinträchtigt wird.

§. 467. Die geſammte Arbeit zum Aufheben eines Stempels folgt nun

$$A = A_1 + A_2 = \left[\left(1 + \varphi_1 \frac{h}{2r}\right)\left(1 + \frac{\varphi}{l - 2\varphi e}[e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]\right)h + \frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] G,$$

und wenn nun das Pochwerk aus n_1 Stempeln beſteht, wovon jeder pr. Minute $n$mal angehoben wird, ſo ergiebt ſich die zur Bewegung deſſelben erforderliche Leiſtung pr. Secunde:

$$L = \frac{n n_1 u}{60} A$$

$$= \frac{n n_1 u}{60}\left[\left(1 + \varphi_1 \frac{h}{2r}\right)\left(1 + \frac{\varphi}{l - 2\varphi e}[e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]\right)h + \frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] G.$$

Iſt P die am Hebelarme $CN = a_1$ wirkende Umdrehungskraft der Pochwelle, α_1 der Winkel, welchen die Richtung derſelben mit dem Horizont

Digitized by Google

Theorie der Pochwerke.

macht, und G_1 das Gewicht dieser Welle, so läßt sich der Druck an den Zapfen derselben:

$$R = G_1 + \nu n_1 G + P_1 \sin. \alpha_1$$

setzen.

Ohne Rücksicht auf Nebenhindernisse ist das Moment $P_1 a_1$ der Kraft gleich dem Momente $\nu n_1 G r$ der Nutzlast, daher

$$P_1 = \frac{r}{a_1} \nu n_1 G$$

und annähernd,

$$R = G_1 + \left(1 + \frac{r}{a_1} \sin.\alpha_1\right) \nu n_1 G.$$

Bezeichnet nun noch r_1 den Halbmesser dieser Zapfen, sowie φ_2 den Coefficienten der Zapfenreibung, so hat man die auf den Hebungskreis reducirte Zapfenreibung:

$$F = \varphi_2 \frac{r_1}{r} R = \varphi_2 \frac{r_1}{r} \left[G_1 + \left(1 + \frac{r}{a_1} \sin. \alpha_1\right) \nu n_1 G\right],$$

und den zur Ueberwindung derselben nöthigen Arbeitsaufwand:

$$Fv = \varphi_2 \left(\frac{\pi u r_1}{30}\right)\left[G_1 + \left(1 + \frac{r}{a_1} \sin. \alpha_1\right) \nu n_1 G\right],$$

oder, da $\nu = \frac{nh}{2\pi r} = \frac{nuh}{60v}$ ist:

$$Fv = \varphi_2 \left[\frac{\pi u r_1}{30} G_1 + \frac{r_1}{r}\left(1 + \frac{r}{a_1} \sin. \alpha_1\right) \frac{n n_1 u}{60} G h\right].$$

Hiernach folgt endlich der ganze Arbeitsaufwand zur Bewegung des Pochwerkes:

$$L = \frac{n n_1 u}{60}\left[\left(1 + \varphi_1 \frac{h}{2r}\right)\left(1 + \frac{\varphi}{l - 2\varphi e}[e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]\right) h + \frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] G + \varphi_2 \left[\frac{\pi u r_1}{30} G_1 + \frac{r_1}{r}\left(1 + \frac{r}{a_1} \sin. \alpha_1\right) \frac{n n_1 u}{60} G h\right],$$

oder annähernd,

$$L = \frac{n n_1 u}{60}\left(\left[1 + \varphi_1 \frac{h}{2r} + \varphi \frac{[e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)]}{l} + \varphi_2 \frac{r_1}{r}\left(1 + \frac{r}{a_1} \sin. \alpha_1\right)\right] h + \frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right) G + \varphi_2 \frac{\pi u r_1}{30} G_1,$$

oder, da gewöhnlich $e > \varphi_1 l_1$ und l_1 nahe $= l_2$ ist:

$$L = \frac{n n_1 u}{60}\left(\left[1 + 2\varphi \frac{e}{l} + \varphi_1 \frac{h}{2r} + \varphi_2 r_1 \left(\frac{1}{r} + \frac{\sin. \alpha_1}{a_1}\right)\right] h + \frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right) G + \varphi_2 \frac{\pi u r_1}{30} G_1.$$

Digitized by Google

Theorie der Pochwerke.

Die Nutzleiſtung des Pochwerkes iſt

$$L_1 = \frac{n n_1 u}{60}\left[h + \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] G,$$

wonach ſich der Wirkungsgrad deſſelben, $\eta = \frac{L_1}{L}$, leicht berechnen läßt. Gewöhnlich iſt $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}85$.

Durch die Umtriebsmaſchine wird natürlich η noch anſehnlich weiter herabgezogen; beſteht dieſelbe in einem oberſchlägigen Waſſerrade, ſo iſt der Wirkungsgrad des vollſtändigen Pochwerkes gewöhnlich nur 0,55 bis 0,65.

Beiſpiel. Welche Kraft und welchen Arbeitsaufwand erfordert ein Erzpochwerk mit 20 Stempeln von je 300 Pfund Gewicht, wenn jeder Stempel pr. Minute 50 Mal 1 Fuß hoch gehoben werden ſoll? Es iſt hier $nu = 50$, ſetzen wir daher eine fünfhübige Welle voraus, ſo iſt die erforderliche Umdrehungszahl der Heblingswelle pr. Minute:

$$u = \frac{nu}{n} = \frac{50}{5} = 10.$$

Ferner iſt der mechaniſche Halbmeſſer dieſer Welle

$$r = 0{,}2387\, nh = 0{,}2387 \cdot 5 \cdot 1 = 1{,}193 \text{ Fuß} = 14{,}3 \text{ Zoll},$$

wofür wir $14\frac{1}{2}$ Zoll ſetzen wollen.

Nun folgt die Nutzleiſtung des Pochwerkes:

$$L_1 = \frac{n n_1 u}{60}\left[h + \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right] G = \frac{50 \cdot 20}{60}\left[1 + 0{,}016 \cdot \left(\frac{1{,}2 \cdot 10 \cdot \pi}{30}\right)^2\right] \cdot 300$$

$$= [1 + 0{,}016 \cdot (0{,}4\,\pi)^2]\,\frac{50}{3} \cdot 300 = (1 + 0{,}025) \cdot 5000 = 5125 \text{ Fußpfund}.$$

Die geometriſche Heblings- und Däumlingslänge iſt

$$d = \sqrt{r^2 + h^2} - r = \sqrt{14{,}5^2 + 12^2} - 12 = 18{,}82 - 12 = 6{,}82 \text{ Zoll}$$

$$= 0{,}5683 \text{ Fuß},$$

die mechaniſche Däumlingslänge e, bis Stempelare gemeſſen, iſt aber mindeſtens um die halbe Stempeldicke größer, alſo mindeſtens $= 6{,}82 + 3{,}00 = 9{,}82$ Zoll; nehmen wir jedoch $e = 10\frac{1}{2}$ Zoll $= 0{,}875$ Fuß an.

Ferner ſei im Augenblicke des halben Hubes, der Abſtand l_1 des Däumlings von den unteren Ladenhölzern, $= 4$ und von den oberen, $l_2 = 3$ Fuß, alſo der Abſtand der Ladenhölzer von einander:

$$l = l_1 + l_2 = 4 + 3 = 7 \text{ Fuß}.$$

Setzen wir endlich noch voraus, daß die Umdrehungskraft der Heblingswelle ſenkrecht von oben nach unten und am Hebelarme $a_1 = 3$ Fuß wirke, daß das ganze Gewicht der Heblingswelle, $G_1 = 6000$ Pfund betrage, der Halbmeſſer der Zapfen an derſelben, $r_1 = 3$ Zoll meſſe und der Coefficient der gleitenden Reibung, $\varphi_1 = \varphi = 0{,}125$, dagegen der der Zapfenreibung $\varphi_2 = 0{,}075$ ſei.

Dann iſt

$$1 + \varphi_1 \frac{h}{2r} = 1 + 0{,}125 \cdot \frac{12}{29} = 1{,}0517,$$

und da $e = 10\frac{1}{2}$ größer als $\varphi_1 l_1 = \frac{48}{8} = 6$ iſt, ſo folgt

$$\frac{\varphi}{l}\left[e + \varphi_1 l_2 \pm (e - \varphi_1 l_1)\right] = \frac{\varphi}{l}\left[2e \pm \varphi_1 (l_2 - l_1)\right] = \frac{0{,}125}{84}(21 + 0{,}125 \cdot 12)$$

$$= \frac{22{,}5}{84 \cdot 8} = 0{,}0335;$$

Digitized by Google

Theorie der Pochwerke.

ferner ist

$$\varphi_2 \frac{r_1}{r}\left(1+\frac{r\sin.\alpha_1}{a_1}\right)=0{,}075\,\frac{3}{14{,}5}\left(1+\frac{14{,}5}{36}\right)=0{,}0155+0{,}0063=0{,}021,$$

$$\frac{1}{g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2=0{,}032\left(0{,}1047\,.\,10\,.\,\frac{14{,}5}{12}\right)^2=0{,}032\,.\,1{,}265^2=0{,}0512,$$

endlich ist

$$\varphi_2\,\frac{\pi u r_1}{30}=0{,}075\,.\,0{,}1047\,.\,10\,.\,{}^1/_4=0{,}0191.$$

Endlich ist die ganze Leistung dieses Pochwerkes:

$$L=[(1{,}0517+0{,}0335+0{,}0218)\,.\,1+0{,}0512]\cdot\frac{n\,n_1\,u}{60}\,G+0{,}0191\,.\,G_1$$

$$=(1{,}107+0{,}0512)\,.\,5000+0{,}0191\,.\,6000=5791+115=5906,$$

und der Wirkungsgrad desselben:

$$\eta=\frac{L_1}{L}=\frac{5125}{5906}=0{,}867.$$

Umtriebsmaschinen der Pochwerke.

§. 468. Die Poch- und Stampfwerke werden gewöhnlich durch Wasserräder, nicht selten aber auch durch Windräder, und zuweilen auch durch Dampfmaschinen in Bewegung gesetzt. Am häufigsten sind es verticale Wasserräder, welche zum Umtriebe dieser Arbeitsmaschinen dienen. Bei der gewöhnlichen Anzahl von Anhüben eines Pochwerkes, $nu = 40$ bis 60, ist es nicht zweckmäßig, ein Pochwerk mit einem oberschlägigen Wasserrade ohne Vorgelege anzulegen, also das Wasserrad auf die Heblingswelle zu setzen. Solche Räder arbeiten nur dann vortheilhaft, wenn sie pr. Minute 4 bis 8 Umdrehungen machen; wollte man folglich ein solches Rad auf die Heblingswelle selbst setzen, so müßte diese eine Hübigkeit $n = {}^{40}/_4$ bis ${}^{60}/_4$, d. i. 6 bis 15 erhalten. Da nun aber selbst bei einer aufgesattelten Welle die Hübigkeit n nicht über 8 steigt, so sind jedenfalls Pochwerke mit oberschlägigen Wasserrädern nur dann ohne Vorgelege anzulegen, wenn dieselben ein kleines Gefälle haben, wobei diese Räder 7 bis 8 Umdrehungen pr. Minute machen. Anders ist es bei den unterschlägigen und namentlich bei den Ponceleträdern; dieselben laufen bei Gefällen von 4 bis 9 Fuß mit der Geschwindigkeit $v = 0{,}4\sqrt{2gh} = 3{,}2\sqrt{h}$, d. i. mit 6,4 bis 9,6 Fuß um, und machen deshalb bei einer Höhe von 10 bis 20 Fuß, pr. Minute $\frac{9{,}6}{10} = 9{,}6$ bis $\frac{6{,}4}{5} = 12{,}8$ Umdrehungen; wenn man sie daher auf die Heblingswelle setzt, so hebt dieselbe bei der Hübigkeit $n = 4$, jeden Stempel pr. Minute 38,4 bis 51,2mal auf.

Besteht die Umtriebsmaschine eines Pochwerkes in einer Turbine, so wird dieselbe, selbst wenn diese auch eine horizontale Welle erhalten sollte (s. Band II, §. 219, 270, 272), fast stets ein Zahnradvorgelege erhalten müssen, und zwar aus dem umgekehrten Grunde, nämlich um die Umdrehungszahl zu vermindern. Setzen wir die vortheilhafte

Digitized by Google

Umdrehungsgeschwindigkeit einer Turbine, $v = 0{,}75\sqrt{2gh} = 6\sqrt{h}$, so erhalten wir schon bei dem kleinen Gefälle $h = 9$ Fuß, $v = 18$ Fuß; nun ist aber der Halbmesser eines solchen Rades nur 1 bis 3 Fuß, daher macht dasselbe pr. Minute

Umtriebsmaschinen der Pochwerke.

$$\frac{30.v}{\pi r} = \frac{540}{x} = 172 \text{ bis } \frac{540}{3\pi} = 57 \text{ Umdrehungen,}$$

also mindestens doppelt so viel als eine zweihübige Heblingswelle erfordert. Bei hohen Gefällen ist es sogar nöthig, das Turbinenpochwerk mit einem doppelten Zahnradvorgelege auszurüsten.

Bei dem Bergbau kommt es auch vor, daß das Wasserrad zum Umtriebe eines Pochwerkes im Schachte tief unter denselben hängt und deshalb beide entweder durch ein Stangen- oder durch ein Kettenvorgelege mit einander verbunden werden müssen (s. Band III, §. 36 und §. 247).

Wassersäulenpochwerke, d. i. Pochwerke, welche durch eine Wassersäulenmaschine in Umtrieb gesetzt werden, erhalten nicht bloß den zum Umsetzen der geradlinig wiederkehrenden Bewegung in eine stetig kreisförmige Bewegung nöthigen Krummzapfenmechanismus mit Schwungrad (s. Band III, §. 249), sondern auch noch ein Zahnradvorgelege, durch welches die Anzahl 4 bis 6 der Umdrehung der Kurbelwelle vervielfacht, z. B. verdrei- oder vervierfacht auf die Heblingswelle übergetragen wird. Um einen möglichst gleichförmigen Gang zu erhalten, construirt man die Wassersäulenpochwerke mit zwei doppelt-wirkenden Kolben und zwei auf das Viertel gestellten Krummzapfen (s. die Wassersäulenmaschine, oder Beiträge zur Bergbaukunde ꝛc. von J. Schitko, Wien 1834).

Bei Anwendung der Dampfkraft zum Umtriebe eines Pochwerkes (Dampfpochwerkes) kann man die Heblingswelle durch eine eincylindrige doppeltwirkende Dampfmaschine mittels des gewöhnlichen Krummzapfenmechanismus u. s. w. unmittelbar in Umdrehung setzen lassen, da die Anzahl der Spiele (25 bis 35) einer Dampfmaschine von mittlerer Stärke der erforderlichen Umdrehungszahl einer zweihübigen Heblingswelle entspricht. Bei einer größeren Hübigkeit dieser Welle ist es allerdings nöthig, auch hier ein Zahnradvorgelege anzuwenden, um eine kleinere Umdrehungszahl derselben zu erzielen.

Nicht selten setzt man Stampfwerke auch durch die Windkraft mittels Windräder (s. Band II, §. 310) in Umtrieb. Bei alten Stampfwerken, namentlich bei Oelstampfwerken, werden die Stampfer durch besonders construirte Heblinge unmittelbar von der Windradwelle aufgehoben; neuere Windstampfwerke versieht man jedoch mit Vorgelegen, indem man die Kraft des Windrades zunächst auf eine stehende Welle, den sogenannten

Digitized by Google

Umtriebsmaschinen der Pochwerke.

Königbaum (s. Band II, §. 311) überträgt und die Heblingswelle mittels eines koniſchen Räderwerkes an denſelben anſchließt.

Nur ausnahmsweiſe ſetzt man Stampfwerke durch Pferde und zwar mittels eines Göpels oder einer Tretſcheibe in Umtrieb.

Ein Roßſtampfwerk erfordert natürlich ſtets ein Vorgelege, um die ſehr langſame horizontale Umdrehungsbewegung in eine ſchnellere verticale Umdrehungsbewegung umzuſetzen.

§. 469. Die allgemeine Anordnung eines Waſſerradpochwerkes mit Zahnradvorgelege iſt aus der Skizze in Fig. 948 zu erſehen. Es iſt hier WWW das als Umtriebsmaſchine dienende oberſchlägige Waſſerrad, HDH die Heblingswelle und PS ein Pochſtempel mit dem Däumlinge B, welcher vom Heblinge A ergriffen wird. Ferner iſt EFG ein auf der Waſſerradwelle C, ſowie EKL ein auf der Heblingswelle ſitzendes Zahnrad, welches durch das erſtere in Umdrehung geſetzt wird. Bezeichnet u die verlangte Umdrehungszahl der Heblingswelle und iſt u_1 die Umdrehungszahl des Waſſerrades, ſo hat man das erforderliche Umſetzungsverhältniß:

Fig. 948.

$$\psi = \frac{u}{u_1} = \frac{m_1}{m},$$

wenn m die Anzahl der Zähne des Getriebrades EKL und m_1 die des Treibrades EFG bezeichnet. Macht z. B. das Waſſerrad pr. Minute 6 Umdrehungen und ſoll die Heblingswelle pr. Minute 12 Umdrehungen machen, ſo iſt es nöthig, dem Treibrade EFG doppelt ſo viel Zähne zu geben als dem Getriebrade HKL.

In Fig. 949 iſt ein Waſſerradpochwerk mit einem Stangenvorgelege ſkizzirt. Die Umtriebsmaſchine beſteht hier in einem Kropfrade WWW, und die Zwiſchenmaſchine aus vier Paar Kurbeln und vier Stangen EF, EF, E_1F_1 und E_1F_1, welche je zwei Warzen E, E, E_1, E_1 der Kurbeln auf der Waſſerradwelle C mit den Warzen F, F, F_1, F_1 der Warzen auf der Heblingswelle D verbinden. Bei dieſer Kuppelung der beiden Wellen iſt die Heblingswelle HDH genöthigt, genau dieſelbe Umdrehung um ihre Axe D anzunehmen, wie die Waſſerradwelle C. Die Art und Weiſe, wie die Pochſtempel PS mittels Hebling A und Däumling B aufgehoben werden, iſt die gewöhnliche.

Digitized by Google

Umtriebsmaſchinen der Pochwerke.

Iſt die Tiefe, um welche das Waſſerrad unter der Heblingswelle hängt, nicht groß, ſo kann man die Transmiſſion auch durch eine ſtehende Welle bewirken, wie z. B. aus Fig. 950 zu erſehen iſt. Das Waſſerrad *WW*

Fig. 949.

Fig. 950.

Fig. 951.

ſetzt hier mittels des Zahnradvorgeleges *K*, *L* die ſtehende Welle *EF* in Umdrehung, und das oben auf dieſer Welle ſitzende Zahnrad *F* mittels des Zahnrades *RD* die Heblingswelle *HH*. Dieſe Anwendung eines doppelten Vorgeleges gewährt noch den Vortheil, daß man hier der Heblingswelle jede beliebige, der geforderten Hübigkeit derſelben entſprechende Umdrehungszahl geben kann.

Ein Turbinenpochwerk mit einem einfachen Zahnradvorgelege iſt in Fig. 951 ideell dargeſtellt. Die von dem bei *W* zufließenden Waſſer in Umdrehung geſetzte Turbine *TT*, ſetzt mittels der ſtehenden

Digitized by Google

Umtriebsmaſchinen der Pochwerke.

Welle EF und des auf ihr ſitzenden Zahnrades F das größere auf der Heblingswelle HDH ſitzende Zahnrad RRR in Umdrehung. Es iſt hier das Umſetzungsverhältniß $\psi = \frac{u}{u_1} = \frac{m_1}{m}$ ein echter Bruch; macht z. B. die Turbinenwelle pr. Minute 60 Umdrehungen und ſoll die Heblingswelle deren 15 machen, ſo iſt das Umdrehungsverhältniß $\psi = {}^{15}/_{60} = {}^{1}/_{4}$ und es erhält das Zahnrad RRR auf der Heblingswelle 4mal ſo viel Zähne als das Zahnrad F auf der Turbinenwelle.

In Fig. 952 iſt ein Waſſerſäulenpochwerk im Grundriſſe dargeſtellt. Es ſind T und T_1 die beiden Treibecylinder mit dem zwiſchenliegenden Steuerungsmechanismus R, KL und K_1L_1 die beiden Kurbelſtangen, welche die Welle CC mit den Schwungrädern S, S in Umdrehung ſetzen, wodurch mittels des Zahnrades EF das auf der Heblingswelle HH ſitzende Zahnrad EG umgetrieben wird. Ferner ſind P, P...

Fig. 952.

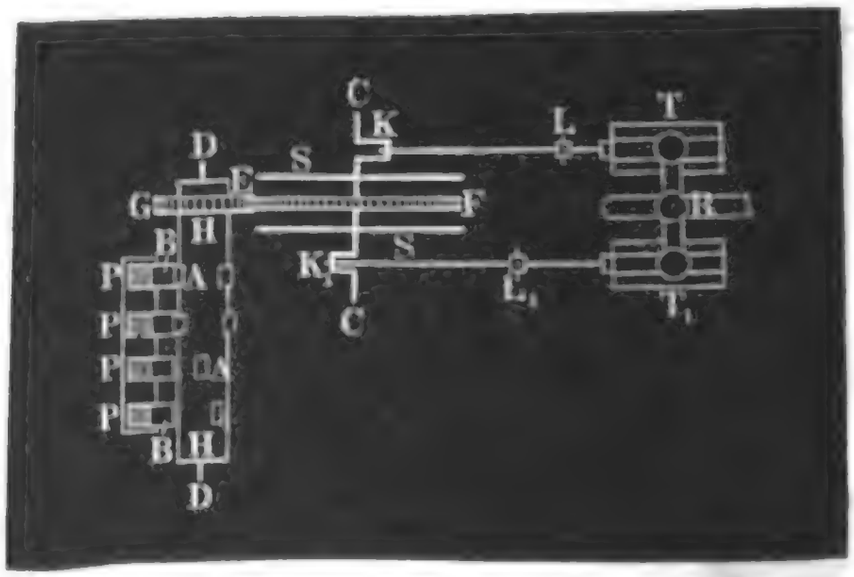
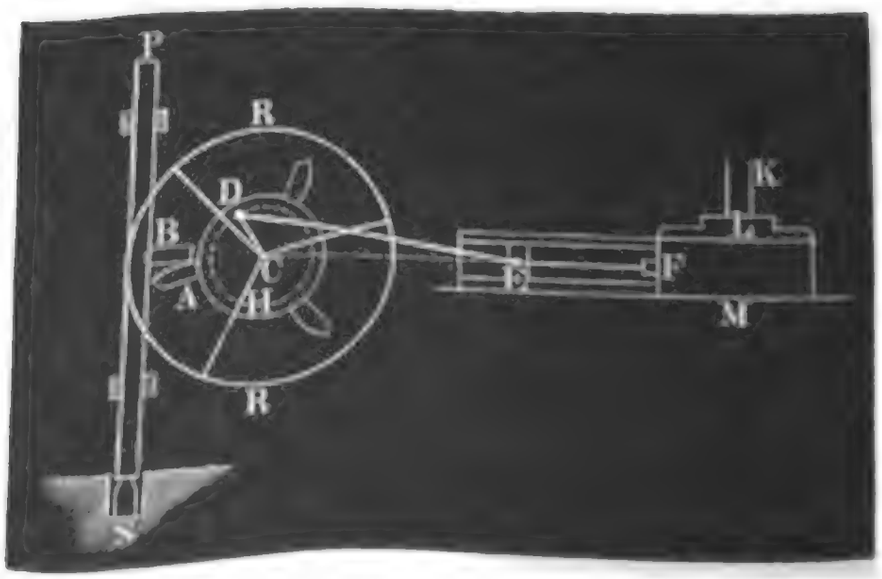


Fig. 953.



Digitized by Google

die Pochſtempel mit den Däumlingen B, B..., ſowie A, A... die auf der Welle HH ſitzenden Heblinge. Umtriebsmaſchinen der Pochwerke.

Die Einrichtung eines Windpochwerkes mit Königsbaum u. ſ. w. iſt ähnlich der einer Windkunſt, Fig. 757; nur iſt hier die Kurbelwelle CC durch eine Heblingswelle erſetzt.

Ein Dampfpochwerk ohne Zahnradvorgelege führt Fig. 953 vor Augen. Es ſtellt hier K das Dampfrohr, L die Dampfkammer und FM den Dampfcylinder vor; ferner iſt EF der ſichtbare Theil der Kolbenſtange, ED die Kurbelſtange und CD die Kurbel, wodurch die Kolbenbewegung in eine rotirende Bewegung umgeſetzt und auf die Heblingswelle H übergetragen wird. Außer dem Schwungrade RR haben die übrigen Bezeichnungen die obige Bedeutung.

§. 470. Beſteht die Umtriebsmaſchine eines Pochwerkes in einem horizontalen oder verticalen Waſſerrade, deſſen Wirkungsgrad mit Einſchluß der Zapfenreibung $= \eta_1$ iſt, ſo verrichtet dieſelbe bei dem Aufſchlagquantum Q_1 pr. Secunde und dem Gefälle h_1 die mechaniſche Arbeit pr. Secunde

$$L = \eta_1 Q_1 h_1 \gamma.$$

Iſt dagegen η der Wirkungsgrad des Pochwerkes, G das mittlere Gewicht eines Pochſtempels, h der Stempelhub u. ſ. w., ſo hat man auch

$$L = \frac{1}{\eta}\left[h + \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right]\frac{n n_1 u}{60} G,$$

oder genauer, wenn man noch die Reibung zwiſchen den Zähnen der Vorgelegsräder in Betracht zieht, die Zähnezahlen durch m und m_1 und den Coefficienten der Zahnreibung durch φ_1 bezeichnet:

$$L = \frac{1}{\eta}\cdot\left[1 + \varphi_1 \pi\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right)\right]\left[h + \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right]\frac{n n_1 u}{60} G.$$

Setzt man nun den letzten Ausdruck für L dem erſten gleich, ſo erhält man folgende Gleichung zwiſchen der Größe der Umtriebskraft und der Leiſtung eines Waſſerradpochwerkes mit Vorgelege:

$$\eta\eta_1 Q_1 h_1 \gamma = \left[1 + \varphi_1 \pi\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2}\right)\right]\left[h + \frac{1}{2g}\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\right]\frac{n n_1 u}{60} G,$$

wonach ſich dann entweder aus der Anzahl n_1, ſowie dem Gewichte G, dem Hube h und der Anzahl nu der Anhübe der Stempel eines Pochwerkes die Aufſchlagwaſſermenge Q_1, oder umgekehrt, aus der letzteren, die Anzahl n_1 der Stempel berechnen läßt.

Iſt das Pochwerk ohne Vorgelege, ſo fällt natürlich der Factor $\left[1 + \varphi_1 \pi\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right)\right]$ ganz weg, auch wird dann der eine von den Coefficienten η und η_1 etwas modificirt, da hier die Heblingswelle zugleich als

Digitized by Google

Umtriebsmaſchinen der Pochwerke.

Waſſerradwelle dient und daher nur die Zapfenreibung von einer Welle in Betracht zu ziehen iſt. Hat dagegen das Waſſerradvorgelege ein doppeltes Vorgelege, wie z. B. das in Fig. 950, ſo muß man auf der rechten Seite der letzten Hauptgleichung wegen der Zahnreibung des zweiten Vorgeleges noch einen Factor $\left[1 + \varphi_1 \pi \left(\frac{1}{m_3} + \frac{1}{m_4}\right)\right]$ ſowie noch ein Glied hinzufügen, welches die Arbeit der Zapfenreibungen der Vorgelegswelle EF ausdrückt. Bei einem Waſſerradpochwerke mit Stangenvorgelege fällt zwar der Factor $\left[1 + \varphi_1 \pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right)\right]$ weg, dagegen iſt die Arbeit der Warzenreibungen u. ſ. w. (nach §. 248) als Glied auf der rechten Seite der gedachten Gleichung hinzuzufügen.

Auf ein Turbinenpochwerk mit einem einfachen Zahnradvorgelege, wie Fig. 951, iſt obige Hauptformel unmittelbar anwendbar, hat daſſelbe aber ein doppeltes Vorgelege, ſo muß man dieſe Formel ähnlich wie bei dem Waſſerradvorgelege in Fig 950 mit zwei Vorgelegen ergänzen.

Die obige Hauptformel läßt ſich auch auf ein Waſſerſäulenpochwerk, wie Fig. 952, anwenden, wenn man nur auf der Seite rechts noch die Arbeit der Reibungen an den Kurbelſtangen als Glied hinzufügt. Setzt man dann in dieſer Gleichung $Q_1 = 4\,Fs \cdot \frac{u}{60} = \frac{Fsu}{15}$ ein, ſo kann man zu beiden Seiten den Factor u aufheben und nun die Gleichung in Hinſicht auf F auflöſen, alſo die erforderliche Größe der Kolbenfläche der Waſſerſäulenmaſchine berechnen. Endlich läßt ſich dieſe Hauptgleichung auch auf ein Dampfpochwerk, wie Fig. 953 anwenden, wenn man nur ſtatt $h_1 \gamma$, $p_0 \left(1 + Ln\,\varepsilon + \frac{q_0}{p_1}\right)$ (ſ. Band II, §. 465) einſetzt und rechts ein Glied hinzufügt, welches die Arbeit der Reibungen an der Kurbelſtange ausdrückt. Führt man hier $Q_1 = 2\,Fs \cdot \frac{u}{60} = \frac{Fsu}{30}$ ein, und hebt zu beiden Seiten den gemeinſchaftlichen Factor u auf, ſo kann man die Formel zur Beſtimmung des Querſchnittes F der Kolbenfläche der Dampfmaſchine benutzen, wofern man den Kolbenhub s derſelben vor der Expanſion u. ſ. w. giebt.

Beiſpiel. Will man das Pochwerk im Beiſpiele zu §. 467 durch ein oberſchlägiges Waſſerrad in Umtrieb ſetzen, welches ein Gefälle h_1 von 20 Fuß benutzt und den Wirkungsgrad $\eta_1 = 0{,}75$ hat, ſo iſt die nöthige Aufſchlagwaſſermenge pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{L}{\eta_1 h_1 \gamma} = \frac{5906}{0{,}75 \,.\, 20 \,.\, 66} = \frac{5906}{990} = 5{,}97,$$

d. i. nahe 6 Cubikfuß.

Bei Anwendung eines Zahnradvorgeleges, wodurch die Umdrehungszahl $u_1 = 6$ des Waſſerrades in die Umdrehungszahl $u = 10$ der Hebling̃swelle

Digitized by Google

umgesetzt wird, kann man dem Treibrade 40 und dem Getriebrade 24 Zähne geben, und hiernach den die Zahnreibung messenden Factor Umtriebsmaschinen der Pochwerke.

$$1 + \varphi_1 \pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right) = 1 + 0{,}1 \,.\, \pi \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{40}\right) = 1 + 0{,}3142 \,.\, 0{,}0667 = 1{,}021$$

setzen, so daß nun, wenn man die Zapfenreibungen unverändert annimmt, das erforderliche Aufschlagwasserquantum

$$Q_1 = \frac{5906 \,.\, 1{,}021}{990} = 6{,}10 \text{ Cubikfuß}$$

folgt.

Soll dasselbe Pochwerk durch eine liegende Dampfmaschine mit Vorgelege in Umtrieb gesetzt werden, welche mit Dämpfen von 4 Atmosphären Spannung, bei zweifacher Expansion und Condensation arbeitet, so ist, wenn man $144\, \eta_1 Q_1 p_0 \left(1 + Ln\, \varepsilon + \frac{q_0}{p_1}\right) = L$ setzt und $\eta_1 = 0{,}50$ annimmt, das nöthige Dampfquantum pr. Secunde:

$$Q = \frac{5906}{144 \,.\, 0{,}5 \,.\, 4 \,.\, 15{,}05 \left(1 + Ln\, 2 - \frac{1{,}505}{2 \,.\, 15{,}05}\right)} = \frac{5906}{4334\,(1{,}693 - 0{,}05)}$$

$$= \frac{5906}{7121} = 0{,}830 \text{ Cubikfuß.}$$

Läßt man diese Maschine pr. Minute 30 Spiele machen, so ist eine Umsetzung nach dem Verhältnisse $\psi = {}^{10}/_{30} = {}^{1}/_{3}$ nöthig, und wenn man daher auf die Schwungradwelle ein Zahnrad mit 24 Zähnen setzt, so muß das Zahnrad auf der Heblingswelle 72 Zähne erhalten. Wendet man bei zweifacher Expansion und Condensation, Dampf von 4 Atmosphären an, setzt

$$\eta_1 Q_1 p_0 \left(1 + Ln\, \varepsilon + \frac{q_0}{p_1}\right) = \left[1 + \varphi_1 \pi \left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right)\right] L,$$

und führt $\eta_1 = 0{,}50$ ein, so erhält man das nöthige Dampfquantum pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{5906\,[1 + 0{,}3142\,({}^{1}/_{24} + {}^{1}/_{72})]}{144 \,.\, 0{,}5 \,.\, 4 \,.\, 15{,}05 \left(1 + Ln\, 2 - \frac{1{,}505}{2 \,.\, 15{,}05}\right)} = \frac{5906 \,.\, 1{,}0175}{4334\,(1{,}693 - 0{,}05)}$$

$$= \frac{6009}{7121} = 0{,}844 \text{ Cubikfuß,}$$

und daher bei Anwendung von 4 Fuß Kolbengeschwindigkeit und zweifacher Expansion, die nöthige Größe der Kolbenfläche:

$$F_1 = \frac{2\, Q_1}{v_1} = \frac{2 \,.\, 0{,}844}{4} = 0{,}422 \text{ Quadratfuß} = 60{,}77 \text{ Quadratzoll,}$$

so daß der nöthige Kolbendurchmesser $d_1 = 8{,}19$ Zoll folgt, wofür zur Sicherheit 9 Zoll anzunehmen sein möchte.

§. 471. Die Stempel- oder Fallhämmer (Freifallhämmer), welche bei der Bearbeitung des Eisens in Anwendung kommen, sind in der Wirkungsweise mit den Stempeln oder Stampfern eines Pochwerkes zu vergleichen; nur sind sie von den Pochwerken dadurch verschieden, daß ein Pochwerk aus mehreren gemeinschaftlich arbeitenden, ein Fallhammer aber nur aus einem Stempel besteht. Stempelhammer.

Digitized by Google

Stempelhammer.

Man hat bis jetzt vorzüglich dreierlei Stempelhämmer in Anwendung gebracht; nämlich

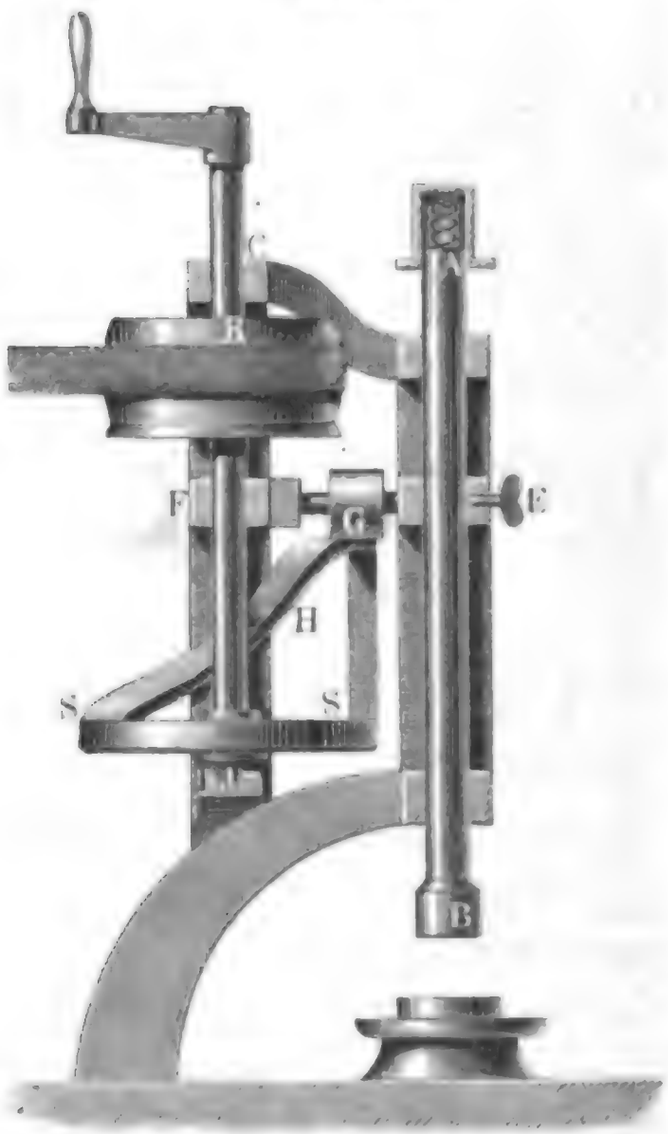
1) Stempelhämmer, welche mittels Hebedaumen oder auf einer Welle festsitzenden Heblingen aufgehoben werden,

2) Stempelhämmer, welche mittels Frictionsrollen emporgehoben und deshalb auch gewöhnlich Frictionshämmer genannt werden, und

3) Stempelhämmer, deren Aufheben durch den Kolben einer Dampfmaschine bewirkt wird, und welche deshalb Dampfhämmer genannt werden.

Ein einfacher Stempelhammer nach dem ersten Systeme ist in Fig. 954 abgebildet. Derselbe ist unter der Benennung Trip-hammer in Amerika patentirt worden. Die Bewegung dieses Hammes *AB* erfolgt hier durch eine stehende Welle *CD*, welche mittels der Riemenscheibe *R* in Umdrehung gesetzt wird. Der Hebling *H* sitzt mittels der Scheibe *SS* auf dieser Welle fest und steigt schraubenförmig auf. Der Däumling *EF* wird, um den Stempelhub verändern zu können, auf den Stempel aufgeschraubt, trägt, um den Reibungswiderstand zu vermindern, eine Frictionsrolle *G* und umfaßt die ihm zur Leitung dienende Welle *CD* mittels eines Oehres *F*.

Fig. 954.



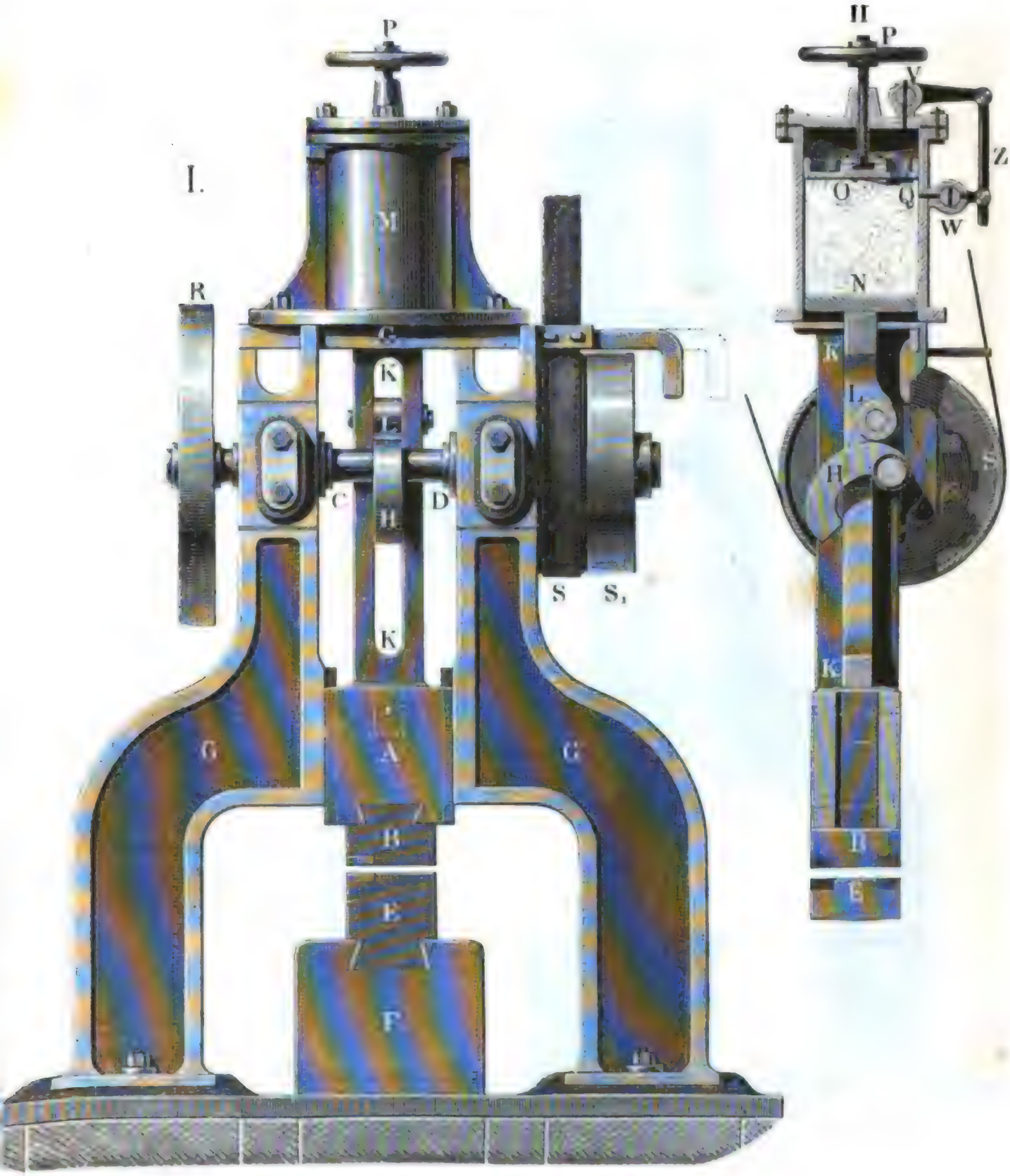
Ein größerer Stempelhammer mit Daumenbetrieb von Waterhaus in Sheffield ist in Fig. 955 I. und II. abgebildet; I. zeigt die Seitenansicht und II. den Querschnitt desselben. Derselbe hat statt des gewöhnlichen Prellstockes oder Federpuffers einen Luftpuffer, wodurch er, um die Zeit eines Hammerschlages abzukürzen (s. Band I, §. 18), nach erfolgtem Anhube gegen den Ambos zurückgestoßen wird. Man sieht in *GGG* das gußeiserne Hammergerüst, in *CD* die auf demselben gelagerte Umtriebswelle mit dem

Digitized by Google

Schwungrade R und der feſten und loſen Riemenſcheibe S, S_1, ſowie mit dem auf ihr ſitzenden Hebling H; noch iſt A der eigentliche gußeiſerne Hammer, B das in denſelben eingekeilte Bahnſtück, E der Ambos und F der den Ambos ſtützende Hammerſtock oder die ſogenannte Chabotte. Stempelhammer.

Ferner iſt KK der geſchlitzte Stiel des Hammers und L die in demſelben

Fig. 955.

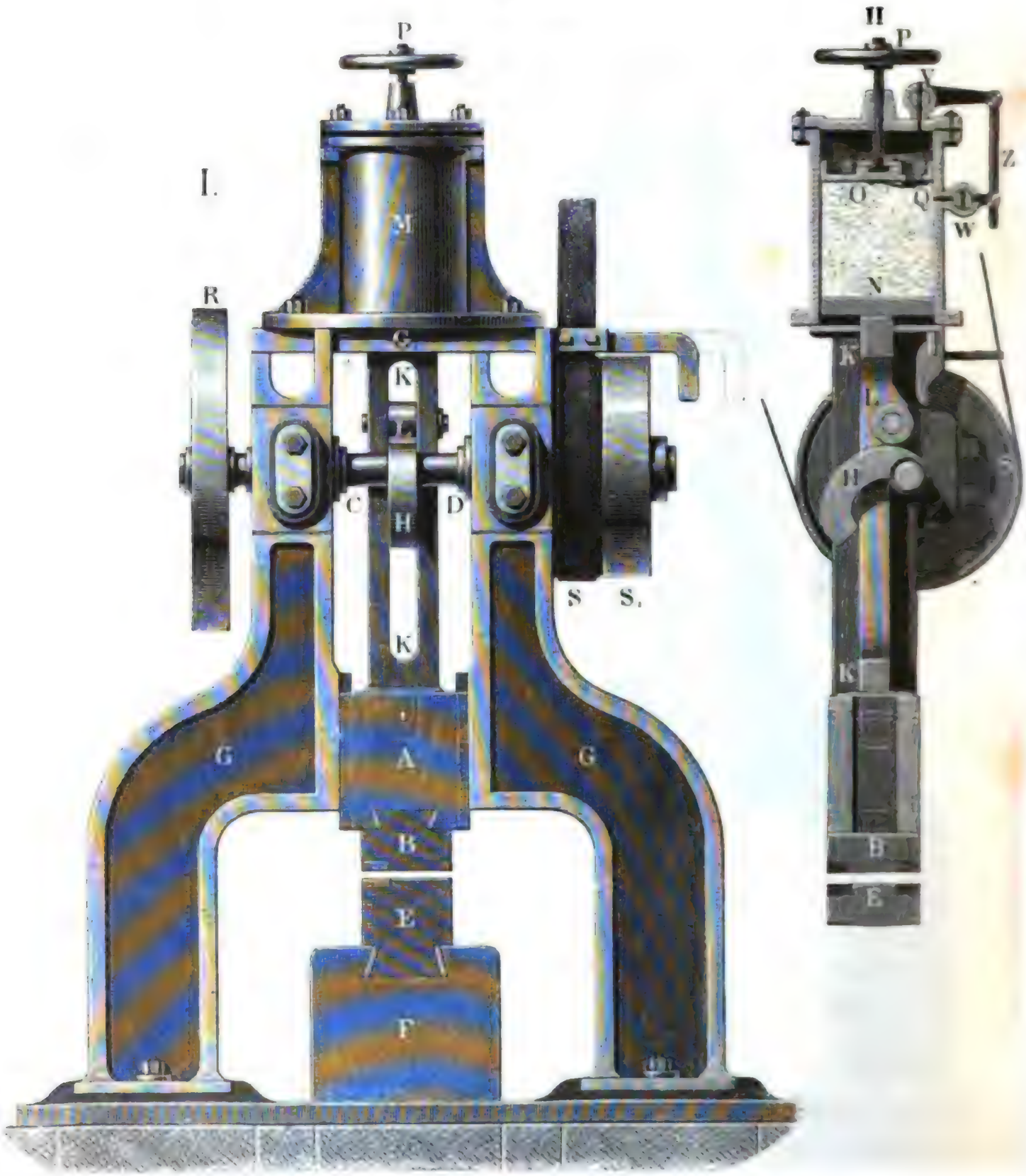


Digitized by Google

Stempel-hammer.

befindliche Frictionsrolle, womit der letztere vom Heblinge *H* ergriffen und emporgehoben wird. Noch ist auf dem Hammergerüste der Puffercylinder *M* aufgeschraubt, in welchem sich der Kolben *N* bewegt, der auf dem oberen Ende des Hammerstieles festsitzt. Um die Federkraft der im Cylinderraume *N O* abgeschlossenen Luft nach Bedürfniß reguliren zu können, ist noch

Fig. 956.



Digitized by Google

ein zweiter Kolben O angebracht, welcher mittels einer Schraube, die durch den Deckel des Cylinders geht, und durch Umdrehen eines Kurbelringes P, von außen tiefer oder höher geſtellt werden kann; auch ſind zu dieſem Zwecke noch die Hähne V und W angebracht, welche ſich mittels der Stange Z eröffnen und verſchließen laſſen, und es iſt endlich der Stellkolben O mit einem ſich nach unten öffnenden Ventile Q verſehen. Stempelhammer.

In der Abbildung beginnt der Hammer ſammt dem Kolben ſeinen Aufgang und iſt der über letzteren befindliche Luftraum durch W abgeſperrt, ſo daß die Luft in demſelben immer mehr und mehr zuſammengedrückt wird, je höher der Hammer ſteigt. Wenn daher ſpäter der Hebling den Hammer verläßt, ſo wird derſelbe durch die Elaſticität der abgeſchloſſenen Luft mit verſtärkter Kraft zurückgeworfen. Hierbei iſt natürlich nicht außer Acht zu laſſen, daß die atmoſphäriſche Luft mit conſtanter Kraft auf den Kolben von unten nach oben drückt und gleichſam das ganze Gewicht des Hammers um dieſe Kraft vermindert. Iſt nun der ganze Raum mit Luft von der äußeren Dichtigkeit angefüllt, ſo wird während der Compreſſion der äußere Luftdruck auf den Kolben von dem inneren Luftdrucke übertroffen, und daher durch beide zuſammen der Aufgang erſchwert und das Aufſchlagen auf den Ambos verſtärkt; hat dagegen die in NO abgeſperrte Luft nur dann die Preſſung der äußeren, wenn der Kolben N ſeinen höchſten Stand erreicht, ſo übertrifft bei jeder anderen Kolbenſtellung der äußere Luftdruck auf dieſen Kolben den inneren, und es wird daher durch das Zuſammenwirken beider Kräfte der Aufgang des Kolbens unterſtützt, ſowie das Aufſchlagen des Hammers auf das untergeſchobene Metall gemäßigt. Es iſt nun leicht einzuſehen, wie man durch Ablaſſen der Luft mittels W und Zulaſſen derſelben mittels V und Q, ſowie auch mittels Stellung des Kolbens O, innerhalb gewiſſer Grenzen, jede beliebige Luftfüllung und Preſſung herſtellen kann.

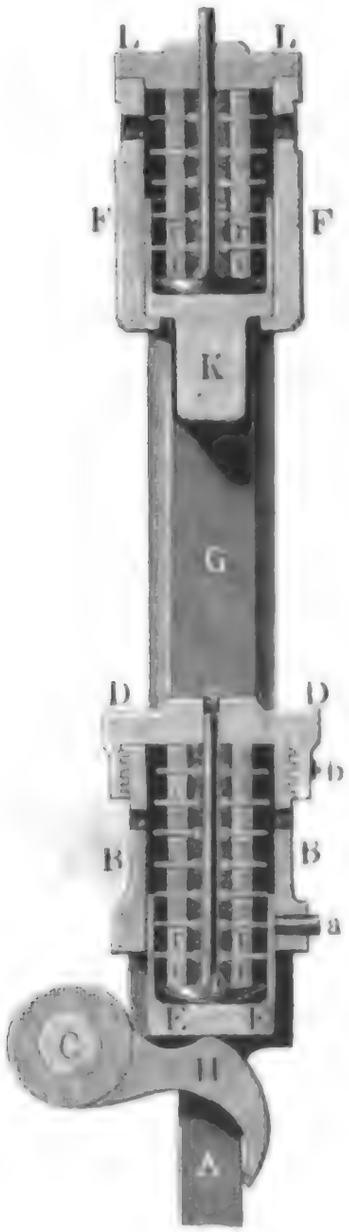
Anſtatt der Luftpuffer wendet man ſehr gewöhnlich Puffer von Kautſchukringen mit dazwiſchen gelegten Eiſenplatten an. Um die Stöße beim Angriffe des Heblings zu mäßigen, verſieht man auch den Angriffspunkt des Hammers mit einem ſolchen Puffer. Die ſpecielle Einrichtung dieſer Puffer iſt aus dem verticalen Durchſchnitte in Fig. 957 (a. f. S.) zu erſehen. Es iſt hier H der auf der Welle C feſtſitzende Hebling, ABB der Hammerſtiel ſammt dem mit ihm ein Ganzes bildenden Puffergehäuſe BB, welches oben durch einen Deckel DD und unten durch den verſchiebbaren Pufferkopf EE verſchloſſen iſt. Die in dieſem Gehäuſe eingeſchloſſenen Kautſchukringe rr, rr..., ſowie die zwiſchenliegenden Eiſenplatten ſind zwiſchen dem Deckel DD des Gehäuſes und einem Teller t eingeklemmt, welcher auf dem Pufferkopf aufruht und durch einen Stiel st in horizontaler Lage erhalten wird. Trifft der Hebling H auf den Pufferkopf, ſo

Digitized by Google

Stempelhammer.

schiebt sich zunächst der letztere in das Gehäuse tiefer hinein, und nur erst dann, wenn die Kautschukringe so weit zusammengedrückt sind, daß ihre Spannkraft das Gewicht des Hammers übertrifft, beginnt das Aufsteigen des letzteren. Die Feder a, welche in eine Nuth des Pufferkopfes eindringt, soll das Drehen des letzteren während seiner Verschiebung im Gehäuse, sowie die Klemmschraube b das Zurückgehen der Schraube verhindern, welche den Deckel mit dem Gehäuse verbindet. Der Puffer zum Auffangen und Zurückwerfen des Hammers ist ganz ähnlich construirt. Das Gehäuse FF desselben bildet mit dem Hammergerüste G ein Ganzes, ist oben durch den Deckel LL, sowie unten durch den Pufferkopf K abgeschlossen und enthält, wie der untere Puffer, eine Säule von Kautschukringen mit zwischen liegenden Eisenscheiben u. s. w. Sowie der Hebling H den Hammer, nachdem er ihn auf eine gewisse Höhe gehoben hat, verläßt, trifft der Deckel DD des Puffergehäuses BB auf den Pufferkopf K und dieser dringt nun so tief in das Gehäuse ein, bis die Elasticität der Kautschukringe die ganze lebendige Kraft des Hammers in sich aufgenommen hat und der letztere in Ruhe gekommen ist. Die mechanische Arbeit, welche hierbei die Kautschukringe in sich aufgenommen haben, geben dieselbe in Folge ihrer Elasticität beim darauf erfolgenden Zurückfallen des Hammers zum großen Theile demselben wieder zurück.

Fig. 957.



Theorie der Stempelhämmer.

(§. 472.) Wenn der Stempelhammer mit keinem Angriffspuffer ausgerüstet ist, so verzehrt der Stoß beim Angriffe desselben ein gewisses Arbeitsquantum, welches genau so zu beurtheilen ist, wie der Arbeitsverlust beim Angriffe eines Pochstempels (s. §. 466). Bezeichnet v die Geschwindigkeit des Hebedaumens beim Angriffe und zwar in der Hublinie gemessen, und v_1 die Geschwindigkeit, mit welcher der Stempel und der Hebedaumen nach dem Stoße gemeinschaftlich fortgehen; ist ferner M die Masse des Hammers und M_1 die auf den Angriffspunkt reducirte träge Masse der Daumenwelle, so hat man

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

$$v_1 = \frac{M_1 v}{M_1 + M},$$

und den Arbeitsverluſt der Daumenwelle in Folge des Stoßes:

$$L_1 = \frac{M_1 (v^2 - v_1^2)}{2} = \frac{(2 M_1 + M) M M_1}{(M + M_1)^2} \frac{v^2}{2}.$$

Wenn der Hammer den Hebedaumen mit der Geſchwindigkeit v_1 verläßt, ſo hat derſelbe von dieſem Arbeitsverluſt den Theil $\frac{M v_1^2}{2} = \frac{M M_1^2}{(M+M_1)^2} \frac{v^2}{2}$ in ſich aufgenommen, und es iſt daher der ganze Arbeitsverluſt durch den Stoß nur

$$L_2 = \frac{M_1 (v^2 - v_1^2)}{2} - \frac{M v_1^2}{2} = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{v^2}{2}$$

(vergl. Band I, §. 306).

Dieſer Arbeitsverluſt iſt für $M_1 = M$,

$$L_2 = \frac{M v^2}{4},$$

und für $M_1 = \infty M$,

$$L_2 = \frac{M v^2}{2},$$

wird ſich aber immer dem letzteren Werth mehr nähern, da zur Erzeugung einer nahe gleichförmigen Umdrehungsbewegung der Welle, M_1 viel größer als M gemacht werden muß.

Bezeichnet T das Trägheitsmoment der armirten Daumenwelle und r den Hebelarm des Hebedaumens, ſo hat man

$$M_1 = \frac{T}{r^2} \text{ (ſ. Band I, Seite 255)}$$

zu ſetzen.

Iſt der Hammer mit einem Angriffspuffer verſehen, ſo wird die Arbeit $L_2 = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{v^2}{2}$ auf das Zuſammendrücken der Federn verwendet und daher wieder gewonnen, wenn ſich dieſelben während und am Ende des Anhubes wieder ausdehnen. Auch werden durch Anwendung dieſer Puffer die Erſchütterungen der ganzen Maſchine beim Angriffe verhindert oder wenigſtens bedeutend vermindert.

Die Puffer, welche als Prallſtock oder zum Zurückwerfen des Stempelhammers dienen, haben den Zweck, die Zeit zum Aufſteigen und Zurückfallen möglichſt abzukürzen, um in derſelben Zeit eine möglichſt große Anzahl von Schlägen machen zu können, wobei natürlich auch von der Hitze des durch den Hammer zu bearbeitenden Eiſens der größte Nutzen gezogen wird.

Bei einem Federpuffer, wie z. B. Fig. 957 darſtellt, wächſt innerhalb

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

der gewöhnlichen Grenzen die Zuſammendrückung x (x_1) wie die drückende Kraft P (P_1); es läßt ſich alſo dieſe Kraft durch die Formel

$$P = \frac{P_1}{x_1} x$$

berechnen, wenn man P_1 und x_1 durch einen Verſuch beſtimmt hat.

Bezeichnet nun noch G das Gewicht des Stempelhammers, ſo hat man die Retardation des Hammers beim Anſchlagen an den Puffer:

$$p = \frac{\text{Kraft}}{\text{Maſſe}} = \left(\frac{G + P}{G}\right) g = \left(1 + \frac{P_1 x}{G x_1}\right) g = (1 + \mu x) g,$$

wenn man den Ausdruck $\frac{P_1}{G x_1}$ durch μ bezeichnet.

Iſt nun c die Geſchwindigkeit des Hammers beim Anſchlagen an den Puffer und v die veränderliche Geſchwindigkeit deſſelben während der Wirkung auf den Puffer, ſo hat man

$$\frac{c^2 - v^2}{2g} = x + {}^1/_2 \mu x^2,$$

daher

$$x = -\frac{1}{\mu} + \sqrt{\left(\frac{1}{\mu}\right)^2 + \frac{c^2 - v^2}{\mu g}}$$

und

$$\partial x = -\frac{v \partial v}{g \sqrt{1 + (c^2 - v^2)\frac{\mu}{g}}}.$$

Nun iſt noch $\partial x = v \partial t$, wenn ∂t das Zeitelement und ∂x das in demſelben mit der Geſchwindigkeit v durchlaufene Wegelement bezeichnet, daher folgt

$$\partial t = -\frac{\partial v}{g \sqrt{1 + (c^2 - v^2)\frac{\mu}{g}}} = -\frac{\partial v}{g \sqrt{1 + \frac{\mu c^2}{g}} \sqrt{1 - \frac{\mu v^2}{g + \mu c^2}}}$$

Setzt man nun $v \sqrt{\frac{\mu}{g + \mu c^2}} = u$, alſo

$$\partial v = \partial u \sqrt{\frac{g + \mu c^2}{\mu}},$$

ſo folgt

$$\partial t = -\frac{\partial u}{\sqrt{\mu g} \sqrt{1 - u^2}},$$

und daher die Zeit

Theorie der Stempelhämmer.

$$t = -\frac{1}{\sqrt{\mu g}} \int \frac{\partial u}{\sqrt{1-u^2}} = -\frac{1}{\sqrt{\mu g}} arc.\,(sin. = u) + Const.$$

$$= -\frac{1}{\sqrt{\mu g}} arc.\left(sin. = v\sqrt{\frac{\mu}{g+\mu c^2}}\right) + Const.$$

(S. Band I, analyt. Hülfslehren, Artikel 22).

Nun iſt aber anfangs $v = c$, daher ergiebt ſich

$$Const. = \frac{1}{\sqrt{\mu g}} arc.\left(sin. = c\sqrt{\frac{\mu}{g+\mu c^2}}\right),$$

und es folgt die ganze Zeit zum Steigen des Stempels während ſeines Anſtoßes an den Puffer, innerhalb welcher v in Null übergeht,

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{\mu g}} arc.\left(sin. = c\sqrt{\frac{\mu}{g+\mu c^2}}\right).$$

Da beim darauf folgenden Zurückfallen des Hammers die Acceleration ebenſo groß iſt, wie die Retardation beim Steigen, ſo folgt, daß die Zeit t_2 zum Zurückſtoßen durch den Puffer, innerhalb welcher der Hammer wieder die Geſchwindigkeit c in umgekehrter Richtung annimmt, gleich der Zeit t_1 zum Steigen, alſo die ganze Zeit des Stoßes

$$2t_1 = \frac{2}{\sqrt{\mu g}} arc.\left(sin. = c\sqrt{\frac{\mu}{g+\mu c^2}}\right)$$

iſt.

In der praktiſchen Ausführung iſt μ ſo groß, daß ſich $c\sqrt{\frac{\mu}{g+\mu c^2}} = 1$, daher

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{\mu g}} \cdot \frac{\pi}{2} \quad \text{und} \quad 2t_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\mu g}}$$

ſetzen läßt.

Ohne eine ſolche Prallvorrichtung wäre

$$t_1 = \frac{c}{g} \quad \text{und} \quad 2t_1 = \frac{2c}{g}$$

und es iſt daher der ganze Zeitgewinn, welcher durch das Zurückprallen des Hammers an dem elaſtiſchen Prallſtock erlangt wird,

$$\tau = \frac{2c}{g} - \frac{\pi}{\sqrt{\mu g}}.$$

Dieſe Formeln gelten auch für den Fall, wenn der Stempelhammer gegen einen großen unvollkommen elaſtiſchen Prallſtock anſchlägt; nur hat hier beim Zurückwerfen μ einen kleineren Werth μ_1, und es iſt daher hier die Zeit zum Zurückfallen: $t_2 = \frac{1}{\sqrt{\mu_1 g}} \frac{\pi}{2}$, eine größere. Der durch eine ſolche unvollkommene Abprallung erlangte Zeitgewinn iſt folglich

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

$$\tau = \frac{2c}{g} - \frac{\pi}{2\sqrt{g}}\left(\frac{1}{\sqrt{\mu}} + \frac{1}{\sqrt{\mu_1}}\right).$$

Wäre μ_1 oder die Elasticität des Prallstockes sehr klein, so müßte man

$$t_2 = \frac{1}{\sqrt{\mu_1 g}}\, arc.\left(sin. = c\sqrt{\frac{\mu_1}{g + \mu_1 c^2}}\right)$$

$$= \frac{1}{\sqrt{\mu_1 g}}\, arc.\left(sin. = c\sqrt{\frac{\mu_1}{g}}\right) = \frac{c}{g}$$

und daher

$$\tau = \frac{c}{g} - \frac{\pi}{2\sqrt{\mu g}}$$

setzen.

Der Weg, welchen der Hammer während der Zusammendrückung der Federn zurücklegt, oder die Größe der Durchbiegung der letzteren ist

$$s = -\frac{1}{\mu} + \sqrt{\frac{1}{\mu^2} + \frac{c^2}{\mu g}}.$$

Sind die Federn unvollkommen elastisch, oder besitzt der Prallstock nur eine unvollkommene Elasticität, so hat der Hammer in dem Augenblicke, wenn er beim Zurückfallen den Puffer verläßt, die Geschwindigkeit

$$c_1 = \sqrt{2\,g\,s\,(1 + {}^1/_2\,\mu_1\,s)}.$$

Bezeichnet h die Höhe, auf welche der Hammer durch den Hebedaumen gehoben, und von welcher er auch frei herabfällt, so ist die Geschwindigkeitshöhe des Hammers bei seinem Aufschlagen auf den Ambos:

1) bei vollkommener Elasticität der Prallvorrichtung, sowie bei einem Hammer ohne einen Prallstock,

$$h_1 = h + \frac{c^2}{2\,g} = h + s\,(1 + {}^1/_2\,\mu s);$$ dagegen

2) bei unvollkommener Elasticität des Prallstockes:

$$h_1 = h + \frac{c_1^2}{2\,g} = h + s\,(1 + {}^1/_2\,\mu_1 s)$$ und

3) bei gänzlicher Unelasticität des Prallstockes, wo $\mu_1 = 0$ ist:

$$h_1 = h + s.$$

Beispiel. Wenn ein Stempelhammer den als Prallstock dienenden Federpuffer mit 6 Fuß Geschwindigkeit trifft und sich dieser in Folge dessen um 2 Zoll $= {}^1/_6$ Fuß zusammendrückt, so ist der entsprechende Coefficient:

$$\mu = \left(\frac{c^2}{2\,g} - s\right) : {}^1/_2\,s^2 = (0{,}016 \,.\, 36 - 0{,}1667) : {}^1/_2 \,.\, {}^1/_{36} = 0{,}4093 \,.\, 72 = 29{,}5,$$

und daher die Zeit des An- und Abprallens:

$$2\,t_1 = \frac{\pi}{\sqrt{\mu g}} = \frac{3{,}1416}{\sqrt{29{,}5 \,.\, 31{,}25}} = 0{,}1035 \text{ Secunden.}$$

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

Wenn dagegen der Hammer, nachdem ihn der Hebedaumen verlassen hat, frei steigt und fällt, so ist diese Zeit

$$2\,t_1 = \frac{2c}{g} = \frac{12}{31{,}25} = 0{,}3840 \text{ Secunden},$$

also der Zeitgewinn durch die Abprallung pr. Stempelhub:

$$0{,}3840 - 0{,}1035 = 0{,}2805 \text{ Secunde}.$$

Setzt man die mittlere Geschwindigkeit des Hammers beim Anheben, $c = 6$ Fuß, so erhält man bei der Hubhöhe $h = 3$ Fuß, die Zeit des Anhebens:

$$= \frac{h}{c} = {}^3/_6 = {}^1/_2 \text{ Secunde},$$

wogegen die Zeit des freien Zurückfallens

$$= \frac{\sqrt{c^2 + 2gh} - c}{g} = \frac{\sqrt{36 + 62{,}5 \,.\, 3} - 6}{31{,}25} = (14{,}95 - 6) \,.\, 0{,}032$$
$$= 0{,}2864 \text{ Secunde}$$

beträgt. Hiernach ist folglich die ganze Zeit eines Stempelspieles:

$$0{,}5000 + 0{,}1035 + 0{,}2864 = 0{,}8899 \text{ Secunde}.$$

Ohne eine solche Prallvorrichtung würde der Hammer, nachdem ihn der Hebedaumen verlassen hat, auf die Höhe $\frac{c^2}{2g} = 0{,}016 \,.\, 36 = 0{,}576$ Fuß frei steigen und nachher von der Höhe $h + \frac{c^2}{2g} = 3{,}576$ frei herabfallen.

Die Zeit zum Herabfallen ist

$$t = \sqrt{\frac{2 \,.\, 3{,}576}{g}} = \sqrt{0{,}064 \,.\, 3{,}576} = 0{,}4785 \text{ Secunde},$$

und daher die Zeit eines ganzen Stempelspieles:

$$= 0{,}5000 + 0{,}1920 + 0{,}4785 = 1{,}1705,$$

d. i. um

$$\frac{117{,}05 - 88{,}99}{0{,}8899} = \frac{28{,}06}{0{,}8899} = 31{,}5 \text{ Procent}$$

größer als bei dem Stempelhammer mit elastischem Puffer. Läßt man in beiden Fällen den Stempel nach jedem Schlage 0,11 Secunde ruhen, so erhält man die Anzahl der Stempelhübe, bei Anwendung eines Prallstockes:

$$n = \frac{60}{0{,}89 + 0{,}11} = {}^{60}/_1 = 60,$$

und dagegen ohne denselben:

$$n = \frac{60}{1{,}17 + 0{,}11} = \frac{60}{1{,}28} = 47.$$

§. 473. Bei einem **Luftpuffer**, wie Fig. 956 darstellt, übt die Elasticität der Luft sowohl während des Anhebens als auch während des Fallens ihre Wirkung auf die Bewegung des Fallhammers aus. Bezeichnet v die Geschwindigkeit des Angriffspunktes, M die Masse des Hammers und M_1 die auf diesen Punkt reducirte träge Masse der armirten Daumenwelle, so hat man, wie bekannt, die gemeinschaftliche Geschwindigkeit nach dem Stoße des Hebedaumens gegen den Hammer:

$$1) \quad c = \frac{M_1 v}{M_1 + M},$$

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

und die bei diesem Stoße verloren gehende mechanische Arbeit:

$$L_1 = \frac{M M_1}{M + M_1} \cdot \frac{v^2}{2}.$$

Ferner ist die mechanische Arbeit, welche die Elasticität der im Puffer oder Stoßreitel eingeschlossenen Luft während des Hubes h in Anspruch nimmt, wenn man die anfängliche Pressung der abgesperrten Luft $= p$, den Inhalt der Kolbenfläche $= F$, die ganze Höhe des abgesperrten Luftcylinders $= s$ und die am Ende des Hubes, $s - h = s_1$, sowie das bekannte Wärmeverhältniß $1{,}4 = {}^7/_5 = \varkappa$ setzt, nach Band II, §. 443:

$$L_2 = \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1} \left(\frac{1}{{s_1}^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}} \right).$$

Bezeichnet q den äußeren Luftdruck pr. Flächeneinheit, so ist die Kraft, mit welcher die äußere Luft dem Aufgang des Hammers zu Hülfe kommt, Fq, und bezeichnet G das Gewicht des Hammers und v_1 die Geschwindigkeit desselben am Ende des Hubes, so ist endlich die ganze mechanische Arbeit, welche das Aufheben des Hammers in Anspruch nimmt,

$$\begin{aligned} L &= L_1 + L_2 + (G - Fq)\, h + \frac{M v_1^2}{2} \\ &= \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{v^2}{2} + \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1} \left(\frac{1}{{s_1}^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}} \right) \\ &\qquad + (G - Fq)\,(s - s_1) + \frac{M v_1^2}{2}. \end{aligned}$$

Ist r der Hebelarm des Angriffspunktes, oder der senkrechte Abstand der Axe der Daumenwelle von der Hublinie des Hammers, sowie β der Centriwinkel zwischen den benachbarten Hebedaumen, um welchen sich also auch die Welle von einem Anhube bis zum anderen dreht, so läßt sich die Arbeit der Kraft $= Pr\beta$ setzen und es gilt daher auch die Gleichung:

$$2) \quad Pr\beta = \frac{M M_1}{M + M_1} \cdot \frac{v^2}{2} + \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1} \left(\frac{1}{{s_1}^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}} \right) + (G - Fq)\, h + {}^1/_2\, M v_1^2.$$

Auch ist, da während des Anhubes die Umdrehungsgeschwindigkeit c der Welle in v_1 übergeht:

$$3) \quad {}^1/_2\,(M + M_1)(v_1^2 - c^2) = (P + Fq - G)\, h - \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1} \left(\frac{1}{{s_1}^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}} \right).$$

Nimmt man v_1^2 aus der vorletzten Gleichung und setzt diesen Werth in die letzte Gleichung ein, so folgt:

Digitized by Google

$$\left[Pr\beta - \frac{MM_1}{M+M_1}\cdot\frac{v^2}{2} - \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{1}{s_1{}^{\varkappa-1}} - \frac{1}{s^{\varkappa-1}}\right) - (G-Fq)h\right]\frac{M+M_1}{M}$$

Theorie der Stempelhämmer.

$$= (P+Fq-G)h - \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{1}{s_1{}^{\varkappa-1}} - \frac{1}{s^{\varkappa-1}}\right) + \frac{(M+M_1)c^2}{2},$$

und daher

$$4)\quad P\left(\frac{M+M_1}{M}r\beta - h\right) = (G-Fq)\frac{M_1}{M}h + \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{1}{s_1{}^{\varkappa-1}} - \frac{1}{s^{\varkappa-1}}\right)\frac{M_1}{M} + \frac{M_1(M+2M_1)}{M+M_1}\cdot\frac{v^2}{2}.$$

Hat man mit Hülfe der letzten Gleichung aus der Anfangsgeſchwindigkeit v u. ſ. w. die erforderliche Umtriebskraft P beſtimmt, ſo kann man nun durch eine der Gleichungen (2) und (3) die Geſchwindigkeit des Hammers und des Hebedaumens für den Augenblick beſtimmen, wenn der Hammer unter dem letzteren weggleitet.

Nach dieſem ſteigt der Hammer noch auf eine Höhe h_1, welche, wenn man $s - (h + h_1) = s_2$ ſetzt, durch die Gleichung

$$5)\quad (G-Fq)h_1 + \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{1}{s_2{}^{\varkappa-1}} - \frac{1}{s_1{}^{\varkappa-1}}\right) = \frac{Mv_1^2}{2}$$

beſtimmt iſt, und endlich kommt der Hammer mit einer Geſchwindigkeit v_2 unten an, welche ſich durch Auflöſung der Gleichung

$$6)\quad (G-Fq)(h+h_1) + \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa-1}\left(\frac{1}{s_2{}^{\varkappa-1}} - \frac{1}{s^{\varkappa-1}}\right) = {}^1/_2\, Mv_2^2$$

ermitteln läßt.

Die Zeiten t_1 und t_2, welche der Hammer nöthig hat, um die Wege h und h_1 ſteigend, ſowie die Zeit t_3, welche er bedarf, um die Höhe $h+h_1$ fallend zu durchlaufen, ſind mittels der Simpſon'ſchen oder Cotes'ſchen Regel zu beſtimmen.

Hat man mittels (1) und (4) die Geſchwindigkeit c nach dem Anſtoße und die mittlere Umtriebskraft P, ſowie mittels einer der Gleichungen (2) und (3) die Geſchwindigkeit v beſtimmt, ſo ſetze man in letztere auch noch ſtatt h, ${}^1/_2 h$, ſowie ſtatt $s_1 = s - h$, $s - {}^1/_2 h$ ein und ermittele durch Auflöſung derſelben die Geſchwindigkeit w (v_1) des Hammers, wenn derſelbe um ${}^1/_2 h$ geſtiegen iſt. Aus den Geſchwindigkeiten c, w und v_1 folgt dann die Zeit zum Steigen auf die Höhe h:

$$t_1 = \frac{h}{6}\left(\frac{1}{c} + \frac{4}{w} + \frac{1}{v_1}\right).$$

Hat man ferner mittels (5) die Höhe h_1 beſtimmt, auf welche der Hammer ohne Kraft ſteigt, ſo ſetze man auch $\frac{h_1}{2}$ ſtatt h_1 in dieſe Gleichung,

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

und löse dieselbe in Hinsicht auf v_1 auf, wodurch sich die Geschwindigkeit w_1 ergiebt, welche der Hammer nach Zurücklegung des Weges $h + {}^1/_2 h_1$ hat. Aus den Geschwindigkeitswerthen v_1, w_1 und o folgt nun die Zeit, welche der Hammer zum Durchlaufen des zweiten Wegtheiles h_1 nöthig hat:

$$t_2 = \frac{h_1}{4}\left(\frac{1}{v_1} + \frac{1}{w_1}\right) + \frac{h_1}{w_1} = \frac{h_1}{4}\left(\frac{1}{v_1} + \frac{5}{w_1}\right).$$

Setzt man endlich in die Gleichung (6) statt $h + h_1$, ${}^1/_3 (h + h_1)$ und ${}^2/_3 (h + h_1)$ ein, so erhält man außer der mittels eben dieser Gleichung zu bestimmenden Endgeschwindigkeit v_2 noch zwei mittlere Geschwindigkeiten w_2 und w_3 und es folgt die Zeit zum Durchfallen der ganzen Höhe $h + h_1$:

$$t_3 = {}^2/_3\left(\frac{h+h_1}{w_2}\right) + {}^2/_3 \cdot \frac{h+h_1}{6}\left(\frac{1}{w_2} + \frac{4}{w_3} + \frac{1}{v^2}\right)$$

$$= \frac{h+h_1}{9}\left(\frac{7}{w_2} + \frac{4}{w_3} + \frac{1}{v_2}\right).$$

Um dem Hammer in einer gegebenen Zeit eine möglichst große Anzahl von Spielen machen lassen zu können, ist es nöthig, die Zeiten t_1, t_2 und t_3 möglichst abzukürzen, folglich möglichst große Geschwindigkeiten in Anwendung zu bringen. Die letzteren fallen aber den Gleichungen (4), (5) und (6) zufolge um so größer aus, je größer die Anfangspressung p der im Puffer abgesperrten Luft ist.

Während der Hammer frei steigt und fällt, dreht sich die Welle um einen Winkel β_1, der durch die Gleichung $r(\beta - \beta_1) = h$, oder durch die Formel

$$\beta_1 = \beta - \frac{h}{r}$$

bestimmt ist, und da hierbei die Geschwindigkeit v_1 der Welle in v übergeht, so gilt auch die Gleichung

$$7) \quad Pr\beta_1 = {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_1^2),$$

wie auch aus der Verbindung der ersten Gleichungen hervorgeht. Es ist daher einfacher, aus v und P die Geschwindigkeit mittels der aus der letzten Gleichung (7) hervorgehenden Formel

$$v_1 = \sqrt{v^2 - \frac{2Pr\beta_1}{M_1}}$$

zu bestimmen.

Setzt man in der letzten Formel statt β_1 auch ${}^1/_3 \beta_1$ und ${}^2/_3 \beta_1$ ein, so erhält man noch zwei zwischen v und v_1 liegende Geschwindigkeitswerthe w_4 und w_5, und es folgt nun die Zeit des Leerganges:

$$t_4 = \frac{r\beta_1}{8}\left(\frac{1}{v_1} + \frac{3}{w_4} + \frac{3}{w_5} + \frac{1}{v}\right).$$

Digitized by Google

Die Zeit eines ganzen Hammerſpieles folgt nun: $t = t_1 + t_4$, und daher die Anzahl der Hammerſchläge pr. Minute: Theorie der Stempelhämmer.

$$n = \frac{60''}{t} = \frac{60''}{t_1 + t_4}.$$

Beiſpiel. Es ſei das Gewicht eines Fallhammers mit Luftpuffer, $G =$ 500 Pfd., der Daumenhub deſſelben, $h = 1\frac{1}{2}$ Fuß, die Weite des Puffercylinders, $d = \frac{3}{4}$ Fuß, die Höhe deſſelben, $s = 2\frac{1}{2}$ Fuß, die Anfangs- oder Minimalpreſſung p der eingeſchloſſenen Luft gleich der der äußeren Luft, $q = 15$ Pfd. pr. Quadratzoll, ferner ſei die ganze auf den Kraftpunkt reducirte Maſſe der Daumenwelle $= 5000 : g$ Pfd., die Anzahl der Hebedaumen der Welle $= 1$, alſo der Drehungsbogen der Welle während eines Hammerſpieles, $= 2\pi$; und dagegen der Drehungsbogen derſelben während des Anhubes gleich dem Bogen, während die Welle leer umgeht: $\beta - \beta_1 = \beta_1 = \pi$. Laſſen wir endlich den Hammer von dem Hebedaumen mit der Geſchwindigkeit $v = 6$ Fuß angreifen und geben wir dem letzteren die bekannte Form (ſ. §. 463) einer Kreisevolvente, ſo iſt der Weg des Kraftpunktes während des Anhubes gleich dem während des Leerganges der Welle:

$$= \beta_1 r = h = 1{,}5 \text{ Fuß},$$

folglich der mechaniſche Umfang der Daumenwelle:

$$= \beta r = 2\beta_1 r = 3 \text{ Fuß},$$

und der mechaniſche Halbmeſſer dieſer Welle:

$$r = \frac{3}{2\pi} = 0{,}4775 \text{ Fuß} = 5{,}730 \text{ Zoll}.$$

Ferner iſt der Inhalt der Kolbenfläche des Luftpuffers:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{81}{4}\pi = 63{,}62 \text{ Quadratzoll},$$

und die Höhe des Luftcylinders nach Zurücklegung des Weges $h = 1{,}5$ Fuß,

$$s_1 = s - h = 2{,}5 - 1{,}5 = 1 \text{ Fuß}.$$

Nun iſt

$$P\left(\frac{M + M_1}{M}\beta r - h\right) = \left(\frac{5 + 50}{5} \cdot 2h - h\right)P = 21\,Ph = 31{,}5\,P,$$

$$\frac{M_1}{M}(G - Fq)\,h = 10 \,.\, 1{,}5\,(500 - 63{,}62 \,.\, 15) = -\,15 \,.\, 454{,}3 = -\,6814,$$

$$\frac{M_1}{M} \cdot \frac{Fps^\varkappa}{\varkappa - 1}\left(\frac{1}{s_1^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}}\right) = \frac{10 \,.\, 954{,}3 \,.\, (2{,}5)^{1{,}4}}{0{,}4}\left[1 - \left(\frac{1}{2{,}5}\right)^{0{,}4}\right]$$

$$= 86050\,(1 - 0{,}69314) = 26405, \text{ und}$$

$$\frac{M_1(M + 2M_1)}{M + M_1} \cdot \frac{v^2}{2} = \frac{5000 \,.\, 105}{55} \cdot \frac{36}{2g} = \frac{105000}{11} \,.\, 0{,}016 \,.\, 36 = 5498;$$

daher folgt nach der Gleichung (4):

$$31{,}5\,P = -\,6814 + 26405 + 5498 = 25089,$$

und die erforderliche Umtriebskraft:

$$P = \frac{25089}{31{,}5} = 796{,}5 \text{ Pfund}.$$

Die Geſchwindigkeit am Ende des Stoßes iſt:

$$c = \frac{M_1 v}{M + M_1} = \frac{50}{55} \,.\, 6 = \frac{60}{11} = 5{,}454\,.\,. \text{ Fuß},$$

und die Geſchwindigkeit am Ende des Anhubes:

Digitized by Google

Theorie der Stempelhämmer.

$$v_1 = \sqrt{v^2 - \frac{2 P r \beta_1}{M_1}} = \sqrt{6^2 - \frac{796{,}5 \,.\, 3 \,.\, 31{,}25}{5000}} = \sqrt{36 - 14{,}935}$$

$= 4{,}590$ Fuß.

Die Höhe h_1, auf welche der Hammer steigt, nachdem ihn der Hebedaumen verlassen hat, wird durch die Auflösung der Gleichung

$$(G - Fq)\, h_1 + \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1}\left(\frac{1}{s_2^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s_1^{\varkappa - 1}}\right) = \tfrac{1}{2} M v^2,$$

d. i.

$$- 454{,}3\, h_1 + 8605\, [(1 - h_1)^{0{,}4} - 1] = \frac{500 \,.\, (4{,}590)^2}{62{,}5} = 168{,}5$$

bestimmt.

Jedenfalls ist h_1 gegen 1 klein, und daher annähernd

$$(1 - h_1)^{-0{,}4} - 1 = 0{,}4\, h_1$$

zu setzen, so daß nun

$$- 454{,}3\, h_1 + 8605 \,.\, 0{,}4\, h_1 = 168{,}5$$

und

$$h_1 = \frac{168{,}5}{2988} = 0{,}05639 \text{ Fuß}$$

folgt.

Genauer folgt dann

$$(1 - h)^{-0{,}4} - 1 = 0{,}4\, h_1 + 0{,}28\, h_1^2 = 0{,}4\, h_1 + 0{,}001,$$

daher

$$h_1 = \frac{168{,}5 - 8{,}6}{2988} = 0{,}05351 \text{ Fuß} = 0{,}6421 \text{ Zoll}.$$

Für die Geschwindigkeit v_2, mit welcher der Hammer auffällt, ist

$$\tfrac{1}{2} M v_2^2 = (G - Fq)\,(h + h_1) + \frac{F p s^{\varkappa}}{\varkappa - 1}\left(\frac{1}{s_2^{\varkappa - 1}} - \frac{1}{s^{\varkappa - 1}}\right),$$

d. i.

$$\frac{500}{62{,}5}\, v_2^2 = - 454{,}3 \,.\, 1{,}5535 + 8605\left[\left(\frac{1}{0{,}9465}\right)^{0{,}4} - \left(\frac{1}{2{,}5}\right)^{0{,}4}\right],$$

oder

$$8\, v_2^2 = - 706 + 8605\,(1{,}0222 - 0{,}6931) = - 706 + 2832 = 2126,$$

daher

$$v_2 = \sqrt{\frac{2126}{8}} = \sqrt{265{,}75} = 16{,}302 \text{ Fuß}.$$

Annähernd, obgleich weniger genau, läßt sich die Zeit zum Anheben, welche während der Wirkung des Hebedaumens auf den Hammer verfließt,

$$t_1 = \frac{h}{2}\left(\frac{1}{c} + \frac{1}{v_1}\right) = \frac{1{,}5}{2}\left(\frac{1}{5{,}454} + \frac{1}{4{,}590}\right) = 0{,}75\,(0{,}1833 + 0{,}2179)$$

$= 0{,}3009$ Secunde setzen.

Man kann auch annähernd die Zeit des Aufsteigens auf die letzte Höhe h_1

$$t_2 = \frac{2 h_1}{v_1} = \frac{2 \,.\, 0{,}05351}{4{,}590} = 0{,}0233 \text{ Secunde setzen.}$$

Um zwischen 0 und $v_2 = 16{,}302$ Fuß noch zwei andere Fallgeschwindigkeiten w_2 und w_3 zu interpoliren, setzen wir in die letzte Gleichung für $\frac{1}{2} M v_2^2$ statt $h + h_1$, ein Mal $\frac{h + h_1}{3} = \frac{1{,}5535}{3} = 0{,}5178$, und ein anderes Mal $\frac{2}{3}(h + h_1) = 1{,}0357$. Es folgt dann

Digitized by Google

Theorie der Fallhämmer.

$$8\,w_2^2 = -\,235{,}3 + 8605\left[\left(\frac{1}{0{,}9465}\right)^{0{,}4} - \left(\frac{1}{1{,}4643}\right)^{0{,}4}\right]$$
$$= -\,235{,}3 + 8605\,.\,(1{,}0222 - 0{,}8585) = 1173{,}4,$$

daher

$$w_2 = \sqrt{\frac{1173{,}4}{8}} = \sqrt{146{,}7} = 12{,}112 \text{ Fuß},$$

ferner

$$8\,w_3^2 = -\,470{,}7 + 8605\left[\left(\frac{1}{0{,}9465}\right)^{0{,}4} - \left(\frac{1}{1{,}9821}\right)^{0{,}4}\right]$$
$$= -\,470{,}7 + 2251{,}1 = 1780{,}4,$$

daher

$$w_3 = \sqrt{\frac{1780{,}4}{8}} = \sqrt{222{,}55} = 14{,}918 \text{ Fuß}.$$

Nun ergiebt ſich nach der obigen Formel, die ganze Fallzeit des Hammers:

$$t_3 = \frac{h + h_1}{9}\left(\frac{7}{w_2} + \frac{4}{w_3} + \frac{1}{v_2}\right) = \frac{1{,}5}{9}\left(\frac{7}{12{,}112} + \frac{4}{14{,}918} + \frac{1}{16{,}302}\right)$$
$$= \tfrac{1}{6}\,(0{,}5780 + 0{,}2681 + 0{,}0613) = \frac{0{,}9074}{6} = 0{,}1512 \text{ Secunde}.$$

Setzt man ferner in

$$v_1 = \sqrt{v^2 - \frac{2\,P\,r\beta}{M_1}},\quad r\beta = \tfrac{1}{2}h = \tfrac{3}{4} \text{ Fuß},$$

ſo erhält man eine mittlere Geſchwindigkeit w_4 zwiſchen v und v_1, und zwar

$$w_4 = \sqrt{36 - 7{,}4675} = 5{,}341 \text{ Fuß},$$

und daher die mittlere Zeit, während die Welle leer geht:

$$t_4 = \frac{1{,}5}{6}\left(\frac{1}{4{,}590} + \frac{4}{5{,}341} + \frac{1}{6{,}000}\right) = \tfrac{1}{4}\,.\,1{,}1334 = 0{,}2833 \text{ Secunde};$$

alſo, wie erforderlich, größer als t_2.

Die Zeit eines ganzen Hammerſpieles iſt nun:

$$t = t_1 + t_2 + t_4 = 0{,}3009 + 0{,}0233 + 0{,}2833 = 0{,}6075 \text{ Secunde},$$

und daher die Anzahl der Hammerſchläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t} = \frac{60}{0{,}6075} = 98{,}76, \text{ alſo nahe } 100.$$

Die erforderliche theoretiſche Arbeit zum Umtrieb dieſes Hammerwerkes iſt

$$L = \frac{P\,r\,\beta}{t} = \frac{3\,.\,796{,}5}{0{,}6075} = \frac{796{,}5}{0{,}2025} = 3933 \text{ Fußpfund} = 7\tfrac{3}{4} \text{ Pferdekräfte}.$$

Die Nutzleiſtung folgt dagegen:

$$L_1 = \frac{G\,v_2^2}{2\,g\,t} = \frac{500\,.\,(16{,}302)^2}{62{,}5\,.\,0{,}6075} = 3500 \text{ Fußpfund};$$

wie auch ziemlich annähernd gefunden wird, wenn man von L die Arbeit des Stoßes:

$$\frac{M\,M_1}{M + M_1}\cdot\frac{v^2}{2\,g\,t} = \frac{50}{55}\,\frac{500\,.\,36}{62{,}5\,.\,0{,}6075} = \frac{180000}{11\,.\,62{,}5\,.\,0{,}6075} = 431 \text{ Fußpfund}$$

abzieht.

Friction shämmer.

§. 474. Durch eine gewöhnliche Daumenwelle kann man die Fallhämmer nur auf eine mäßige Höhe heben; um denſelben einen größeren Hub zu geben, wendet man aber zwei den Hammerſtiel zwiſchen ſich faſſende Frictionsrollen an, wovon die eine durch die Umtriebskraft in Umdrehung geſetzt und die andere von der Hand des Arbeiters oder durch die Kraft einer Feder oder eines Gewichtes gegen den Stiel gedrückt wird. Iſt der

Digitized by Google

Frictions-hämmer.

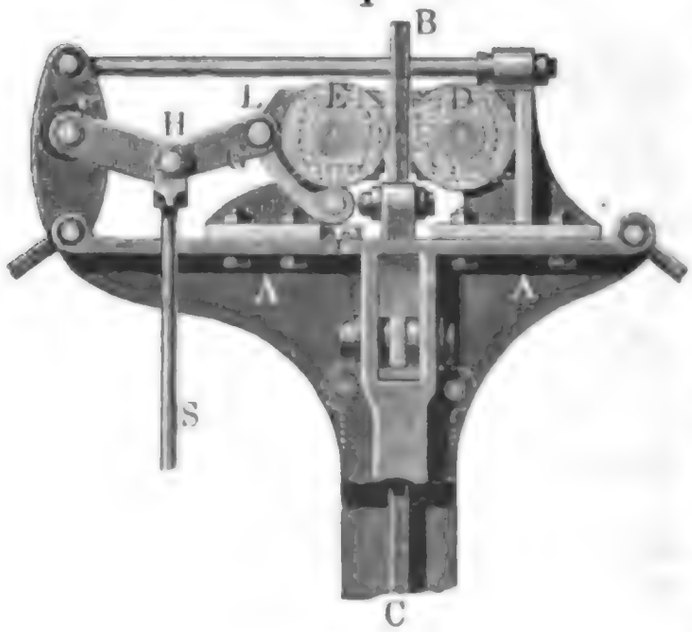
Hammer auf eine gewiſſe Höhe geſtiegen, ſo bedarf es nur des Zurückziehens der beweglichen Frictionsrolle von dem Hammerſtiel, um denſelben zum Fallen zu bringen. Wie leicht zu ermeſſen, iſt es bei dieſen Fallhämmern die Reibung, wodurch die bewegende Kraft einer umlaufenden Welle auf den Hammerſtiel übergetragen wird, und deshalb heißen auch dieſe Hämmer gewöhnlich Frictionshämmer. Damit ein Aufheben des Hammers in Folge der Friction auch wirklich ſtattfinde, iſt nöthig, daß das Gewicht G des Stempels noch von der Reibung F übertroffen werde, daß alſo $F = \varphi R > G$, und demnach der Seitendruck auf den Hammerſtiel

$$R > \frac{G}{\varphi}, \text{ z. B. } R > 5G$$

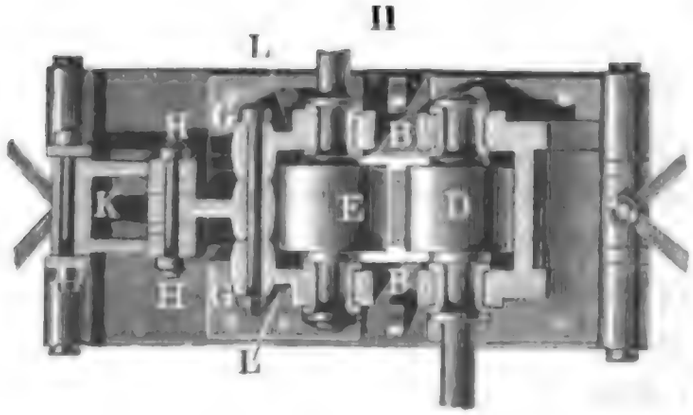
ſei, wenn der Coefficient der gleitenden Reibung zwiſchen der Rolle und dem Hammerſtiel, $\varphi = 0{,}2$ iſt. Die Art und Weiſe, wie die eine Walze gegen den Hammerſtiel angedrückt und derſelbe von beiden Walzen erfaßt und emporgehoben wird, iſt aus den Abbildungen in Fig. 958 I. und II. wo I. die Seitenanſicht und II. den horizontalen Durchſchnitt vom oberen Theil des Hammergerüſtes ſammt den Frictionswalzen darſtellt, zu erſehen. Es iſt hier AA der Kopf des Hammergerüſtes, BC das obere Ende des Hammerſtieles, D die Frictionsrolle mit feſtliegender Axe und E die Frictionsrolle mit beweglicher Axe. Die Zapfenlager L, L der letzten Rolle ruhen mittels der Träger FG in den feſten Lagern G, und laſſen ſich mittels des Kniehebels KHG (ſ. Band I, §. 132) durch die Schubſtange Su. ſ. w. um F drehen. Da mit einer ſolchen Drehung auch eine Verſchiebung in horizontaler Richtung verbunden iſt, ſo läßt ſich daher auch durch dieſen Mechanismus die Frictionsrolle E an den Stiel des

Fig. 958.

I



II

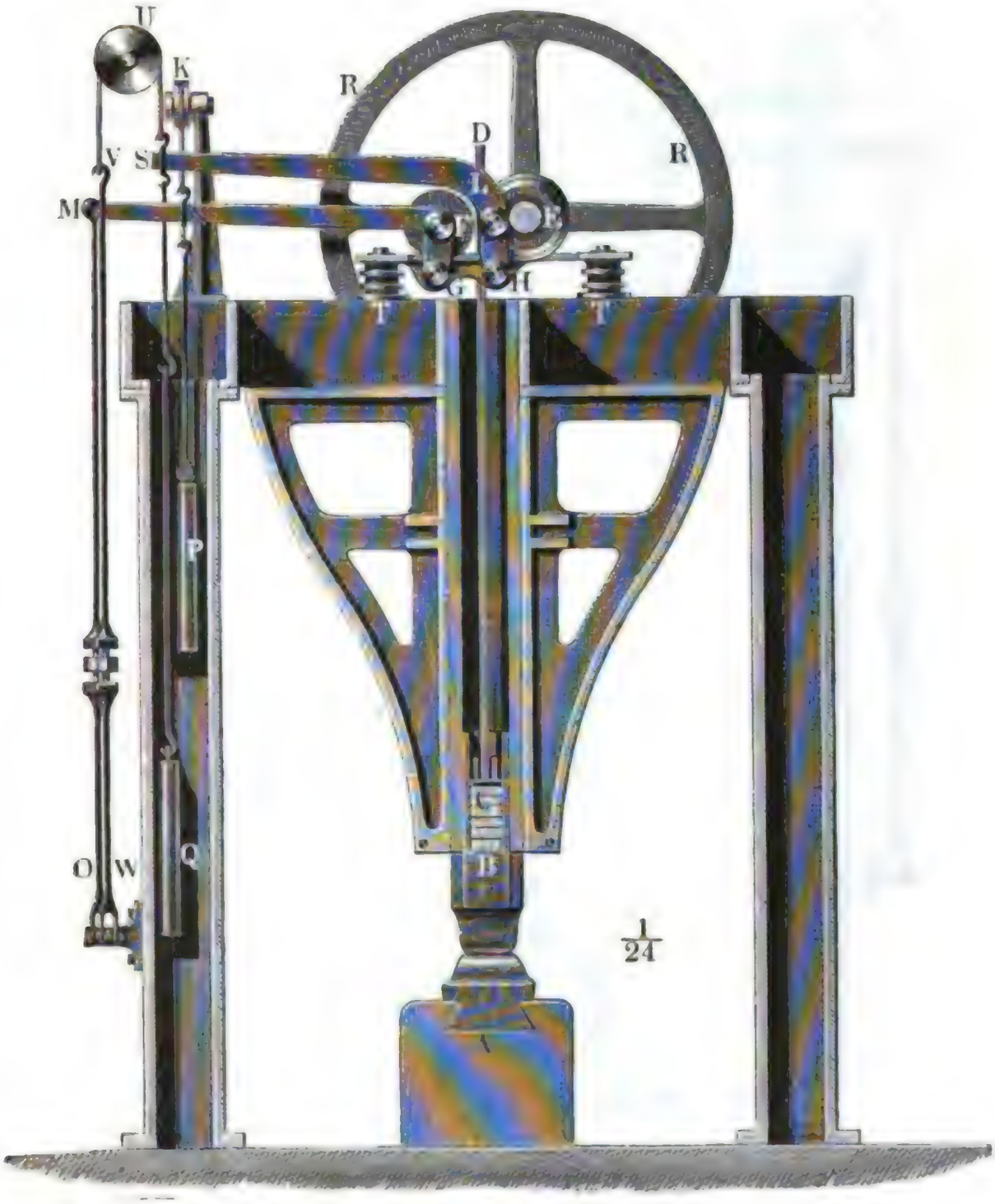


Digitized by Google

Hammers andrücken. Ein ſolcher Frictionshammer von 500 Pfd. Gewicht und mit Frictionswalzen aus Papier (Kalanderwalzen) iſt in der Werkſtatt für den Bau der Weichſelbrücke in Dirſchau angewendet worden (ſ. Sammlung von Zeichnungen für die Hütte 1855). Um die Kraft zum Aufheben des Hammers zu verſtärken, kann man auch die zweite Frictionsrolle durch die Umtriebskraft in Umdrehung ſetzen, muß jedoch dafür ſorgen, daß die Geſchwindigkeit derſelben der der erſten Rolle entgegengeſetzt ausfällt. Frictions-hämmer.

Eine Skizze von einem ebenfalls 500 Pfd. ſchweren Frictionshammer aus der Werkſtatt von J. Kitſon in Leeds iſt durch Fig. 959 dargeſtellt. Der Hammerſtiel *C D* beſteht hier aus einer $5^1/_2$ Zoll breiten und $^5/_8$ Zoll

Fig. 959.

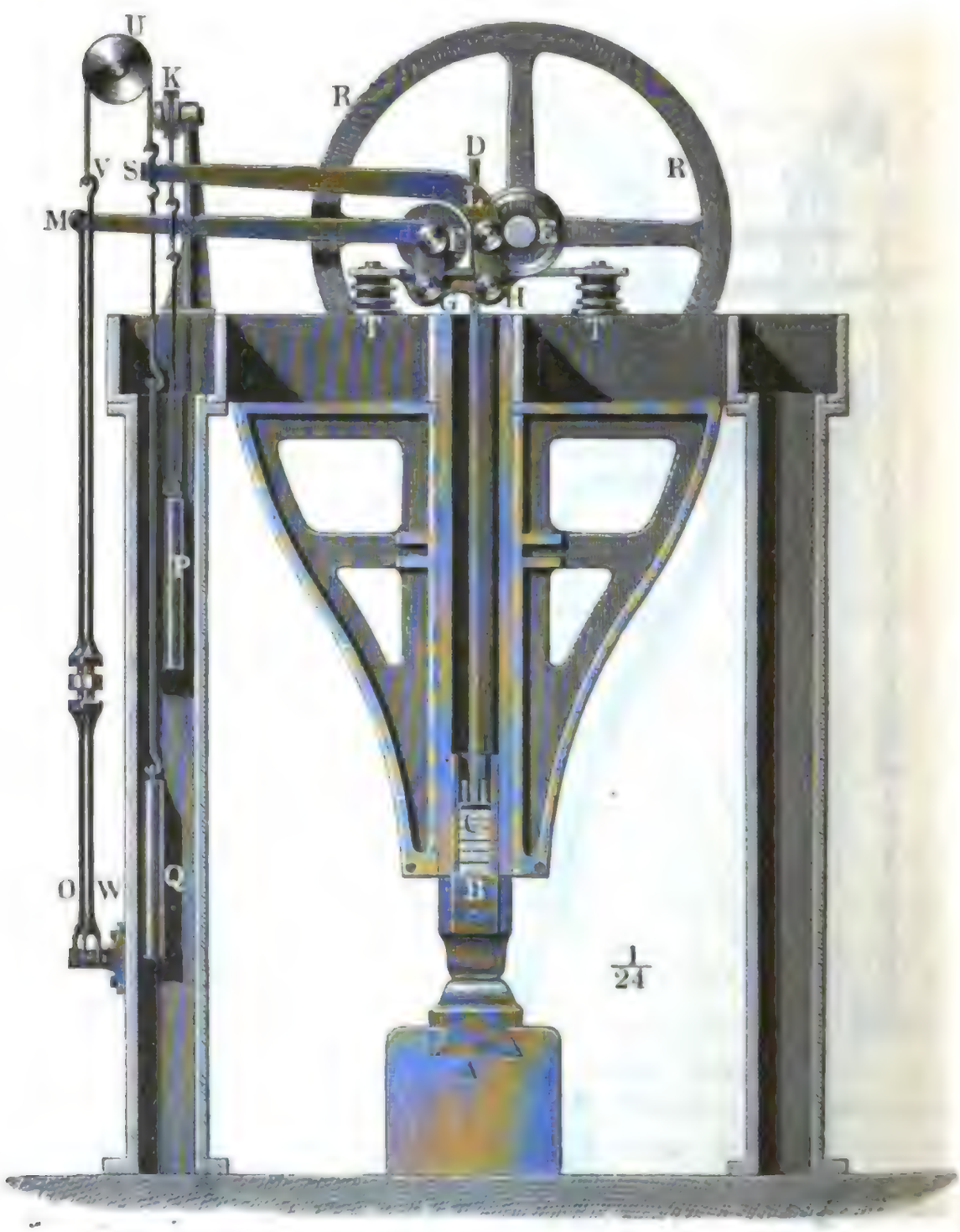


Digitized by Google

Frictions-hämmer.

dicken schmiedeeisernen Schiene, welche mit ihrem ⊥förmigen Fuße *C* durch zwei Keile in der Höhlung des Hammerkopfes *B* befestigt wird. Um die nachtheiligen Wirkungen der Hammerschläge auf den Stiel zu beseitigen, legt man den ⊥Fuß des letzteren auf eine 1 Fuß hohe Unterlage von Holzstücken und bringt auch eine $^3/_8$ Zoll dicke Kautschuklage zwischen den ⊥Fuß und die beiden Befestigungskeile. Das Aufheben dieses Hammers erfolgt durch die beiden Rollen *E* und *F*, wovon die erste auf der mit einem Schwungrade *RR* versehenen Umtriebswelle festsitzt, während die zweite in dem um eine feste Axe *G* drehbaren trägerförmigen Zapfenlager ruht. Mit

Fig. 960.



Digitized by Google

dieſem Zapfenträger iſt noch ein langer Arm FM feſt verbunden, an welchem das Ende N eines Seiles befeſtigt iſt, welches ſich über einer Leitrolle K wegzieht und am anderen Ende ein Gewicht P trägt, wodurch dieſe Rolle gegen den Hammerſtiel angedrückt wird. Um die Geſchwindigkeit des aufſteigenden Hammers zu mäßigen oder das Niederfallen des Hammers zu bewirken, zieht man, dem Gewichte P entgegen, den Hebel FM mittels der Zugſtange MO u. ſ. w. abwärts, wobei auch das von ihm getragene Frictionsrad F aus der Berührung mit dem Hammerſtiel kommt. Um ferner den Hammer in jeder Stellung zum Stillſtand bringen zu können, iſt noch ein anderer um H drehbarer Hebel HLS angebracht, der durch das Gewicht Q niedergezogen wird und hierbei mittels der auf ihm ſitzenden Bremsrolle L den Hammerſtiel gegen die Frictionsrolle F preßt. Endlich iſt das Ende S dieſes Bremshebels noch durch ein über eine Leitrolle U weggeführtes Seil SUV mit einer Zugſtange VW verbunden, wodurch die Bremsrolle L, dem Gewichte entgegenwirkend, von dem Hammerſtiel zurückgezogen wird, wenn der Hammer ſeine Thätigkeit beginnen ſoll. Während des Schmiedens erfaßt der Arbeiter mit der einen Hand den Drückel O der Frictionsrolle und mit der anderen den Drückel W der Bremsrolle, und hat hierbei das Spiel des Hammers ganz in ſeiner Gewalt. Das Geſtelle, welches die Zapfenlager der beiden Hebel trägt, ruht mittels vier Kautſchukfedern $T, T \ldots$ auf dem Gerüſte, um die Erſchütterungen des letzteren zu verhindern, welche außerdem beim Angriff und Ingangſetzen des Hammers eintreten.

Frictionshämmer.

Nach den Angaben von Kitſon macht ein ſolcher Frictionshammer bei 14 Zoll bis 5 Fuß Hub, pr. Minute 84 bis 25 Schläge. Am meiſten leidet beim Gebrauch diejenige Stelle des Hammerſtieles oder der Frictionsſchiene, wo der erſte Angriff erfolgt; hier ſoll bei fortwährendem Gebrauch die Dicke der Schiene wöchentlich $^1/_8$ Zoll abnehmen. (S. The Civil-Engineer, Febr. 1855, auch polytechn. Centralbl. 1855.)

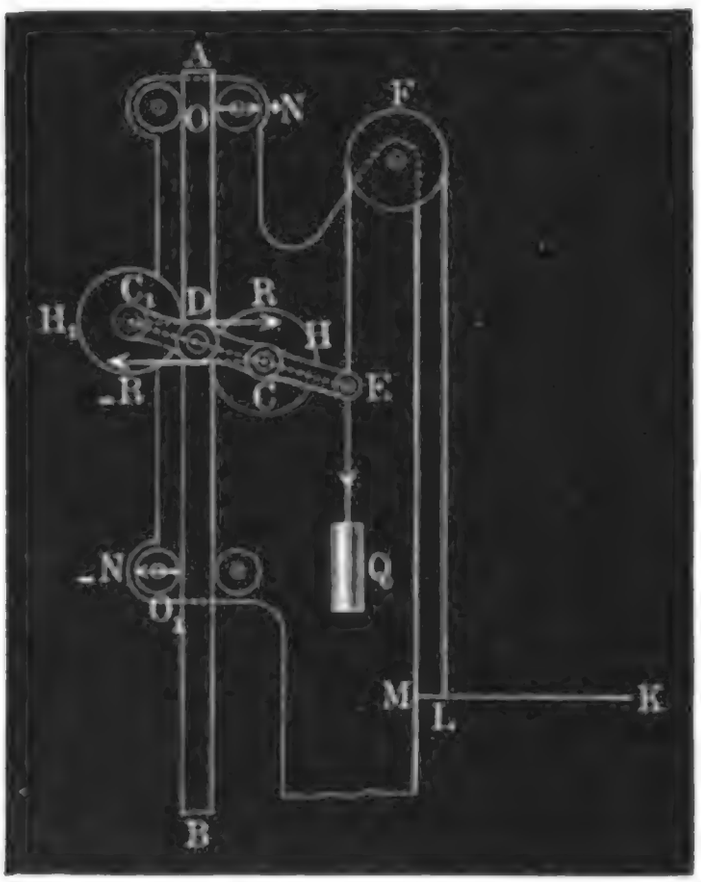
Eine eigenthümliche Einrichtung hat der Frictionshammer von Taſſie auf den Railway Timber and Iron Works zu Glouceſter. Das Princip in der Bewegung dieſes Hammers beſteht in der Anwendung eines um eine horizontale Axe D drehbaren Rahmenſtückes CDC_1, Fig. 961 (a. f. S.), mit zwei Frictionsrollen H und H_1, zwiſchen welchen der Hammerſtiel AB hindurchgeht. Dieſer Rahmen iſt auf der einen Seite durch ein Gewicht Q belaſtet, welches die beiden Rollen an die entgegengeſetzten Seiten des Hammerſtiels andrückt. Die Wellen der Frictionsrollen ſind durch ein Riemenräderwerk mit gekreuzten Riemen mit einander verbunden, und laufen daher in entgegengeſetzten Richtungen um, wenn die eine derſelben durch ein anderes Riemenräderwerk an die Umtriebswelle angeſchloſſen iſt. Durch das Gewicht Q werden die umlaufenden Rollen mit zwei gleichen Kräften R und $-R$ gegen den Hammerſtiel gepreßt; und in Folge der aus dieſen Drücken her-

Digitized by Google

Frictions-hämmer.

vorgehenden Reibung $2\varphi R$ wird der Hammer von dieſen Rollen emporgehoben. Um nach erfolgendem Aufhube denſelben wieder fallen zu laſſen, hat man nur nöthig, den Rahmen CDC_1 ſammt dem Gewicht Q, bei E etwas emporzuheben, oder vielmehr das Ende K eines um M drehbaren Hebels MLK, welcher durch eine über eine Leitrolle F geführte Kette mit E feſt verbunden iſt, niederzudrücken. Iſt die Armlänge DE des Gewichtes Q, $= a$, der Abſtand $DC = DC_1$ der Axe C oder C_1 einer Frictionsrolle von der Axe D des Rahmens $= b$, und bezeichnet man den Neigungswinkel der Axenlinie C_1E des Rahmens gegen den Horizont durch α, ſo hat man

Fig. 961.



$$Q\,a\cos.\alpha = 2\,R\,b\sin.\alpha,$$

daher

$$R = \frac{Q\,a}{2\,b}\,cotang.\,\alpha$$

und die Reibung zwiſchen den Friktionsrollen und dem Hammerſtiel, durch welchen der Hammer oder Stempel emporgehoben wird:

$$F = \varphi\,Q\,\frac{a}{b}\,cotang.\,\alpha.$$

Uebrigens wird der Hammerſtiel in Folge des Kräftepaares $(R, -R)$ durch ein anderes Kräftepaar $(N, -N)$ gegen die Leitrollen des Stempels gedrückt, woraus die dem Aufſteigen des Stempels entgegenwirkende Reibung

$$F_1 = \varphi\,\frac{2\,R\,b\sin.\alpha}{l} = 2\,\varphi\,Q\,\frac{a}{l}\cos.\alpha$$

hervorgeht, und welche dadurch herabzuziehen iſt, daß man den Abſtand $OO_1 = l$ zwiſchen den Leitrollen, möglichſt groß macht.

Es laſſen ſich dieſe Stempelhämmer nicht bloß zum Schmieden und Schweißen des Eiſens u. ſ. w., ſondern auch zum Zerſtoßen harter Körper, z. B. des Quarzes und anderer Steine, anwenden.

Digitized by Google

Theorie der Frictionshämmer.

§. 475. Die Frictionshämmer haben zwar vor den Daumenhämmern den Vorzug, daß ſie ohne Stoß von der Umtriebskraft ergriffen und dann auf eine größere Höhe gehoben werden können, aber ſie haben auch den großen Mangel, daß ſie in Folge des Gleitens der Frictionsrollen an den Seitenflächen des Stempelſtieles beim Aufſteigen des Stempels eine nicht unanſehnliche Hindernißlaſt mit überwinden müſſen. Der hieraus erwachſende Arbeitsverluſt fällt beſonders dann ſehr groß aus, wenn der die Reibung $F = \varphi R$ erzeugende Druck während des Aufſteigens des Stempels auf die Höhe h conſtant iſt.

Bezeichnet G das Gewicht, $M = \frac{G}{g}$ die Maſſe und v_1 die Endgeſchwindigkeit des aufſteigenden Stempelhammers, ſo iſt unter der gemachten Vorausſetzung, nach dem Principe der mechaniſchen Arbeit:

I. $(\varphi R - G)h = {}^1/_2 M v_1^2$.

Bezeichnet ferner P die auf den Umfang der arbeitenden Frictionsrolle reducirte Umtriebskraft, s den Weg derſelben, M_1 die eben dahin reducirte träge Maſſe der armirten Umtriebswelle und v die Geſchwindigkeit des Laſtpunktes beim Angriff, ſo iſt, da während des Anhubes v allmälig in v_1 übergeht, ebenfalls nach dem genannten Principe:

II. $(\varphi R - P)s = {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_1^2)$.

Bezeichnet endlich noch s_1 den Weg des Laſtpunktes am Umfang der Frictionsrolle während dieſelbe leer umläuft, ſo hat man die Arbeit der Umtriebswelle von einem Hammerſchlage bis zum anderen:

III. $P(s + s_1) = \varphi R s$,

ſowie auch

$$P s_1 = {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_1^2).$$

Endlich iſt der Theorie der gleichförmig veränderten Bewegung zu Folge, (ſ. Band I, §. 11 und §. 14) die Zeit zum Aufſteigen des Stempels auf die Höhe h:

$$\text{IV.} \quad t = \frac{2h}{v_1} = \frac{2s}{v + v_1},$$

und die Zeit zum Zurückfallen und Ruhen deſſelben:

$$\text{V.} \quad t_1 = \frac{2 s_1}{v + v_1}.$$

Damit der Hammer während des Fallens von der Frictionsrolle nicht ergriffen werde, muß dieſe Zeit größer ſein als die Zeit zum Steigen auf die letzte Höhe $\frac{v_1^2}{2g}$ plus die Zeit zum Herabfallen von der Höhe $h + \frac{v_1^2}{2g}$, d. i.

$$t_1 > \frac{v_1}{g} + \sqrt{\frac{2h}{g} + \left(\frac{v_1}{g}\right)^2} \text{ ſein.}$$

Digitized by Google

Theorie der Reibungshämmer.

Giebt man G, h, v, v_1 und s_1, so lassen sich die übrigen Größen durch folgende Formeln bestimmen:

$$1)\quad t = \frac{2h}{v_1},$$

$$2)\quad t_1 = \frac{2s_1}{v + v_1},$$

$$3)\quad s = \left(\frac{v + v_1}{2}\right) t = \left(\frac{v + v_1}{v_1}\right) h,$$

$$4)\quad \varphi R = G + {}^1/_2 \frac{M v_1^2}{h} = G\left(1 + \frac{v_1^2}{2gh}\right),$$

also

$$R = \frac{G}{\varphi}\left(1 + \frac{v_1^2}{2gh}\right),$$

$$5)\quad P = \frac{s}{s + s_1}\varphi R,$$

$$6)\quad M_1 = \frac{2Ps_1}{v^2 - v_1^2}.$$

Die Nutzleistung dieser Maschine ist pr. Hammerschlag:

$$A_1 = G\left(h + \frac{v_1^2}{2g}\right) = \varphi R h,$$

dagegen die Totalleistung derselben:

$$A = P(s + s_1) = \varphi R s,$$

folglich der Wirkungsgrad dieses Hammerwerkes:

$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{h}{s} = \frac{v_1}{v + v_1} = \frac{1}{1 + \psi},$$

wenn das Geschwindigkeitsverhältniß $\frac{v}{v_1}$ durch ψ bezeichnet wird.

Um hiernach einen möglichst großen Wirkungsgrad der Maschine zu erzielen, ist es nöthig, $\psi = \frac{v}{v_1}$ möglichst klein, also

$$M_1 = \frac{2Ps_1}{(\psi^2 - 1)v_1^2}$$

möglichst groß zu machen.

Da aber schon bei $\psi = 1$ die Umdrehungsmasse M_1 unendlich groß ausfällt, so kann unter der Voraussetzung, daß die Druckkraft R constant ist, und folglich der Hammer gleichförmig beschleunigt aufsteigt, der Wirkungsgrad η höchstens den Werth $\frac{1}{1+1} = {}^1/_2$ annehmen.

Die ganze Zeit, welche auf einen Hammerschlag verwendet wird, ist $t + t_1$, daher die Anzahl der Hammerschläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t + t_1},$$

Digitized by Google

und die ganze Leistung der Umtriebsmaschine pr. Secunde:

Theorie der Frictionshämmer.

$$L = \frac{A}{t + t_1} = \frac{\varphi R s}{t + t_1} = (1 + \psi)\left(1 + \frac{v_1^2}{2gh}\right)\frac{Gh}{t + t_1}.$$

Beispiel. Ein Frictionshammer vom Gewichte $G = 500$ Pfund soll bei jedem Schlage 2 Fuß hoch emporgehoben, von der Frictionsrolle mit der Geschwindigkeit $v = 6$ Fuß ergriffen, und mit der Geschwindigkeit $v_1 = 5$ Fuß verlassen werden; wenn nun der Umfang dieser Rolle nach jedem Anhube im Leergang den Weg $s_1 = 3{,}5$ Fuß zurücklegt, welches sind die übrigen Verhältnisse, Dimensionen u. s. w. dieses Hammerwerkes?

Es ist die Zeit zum Aufsteigen des Hammers:

$$t = \frac{2h}{v_1} = \tfrac{4}{5} = 0{,}8 \text{ Secunden},$$

dagegen die Zeit zum Zurückfallen und zur Ruhe desselben:

$$t_1 = \frac{2s_1}{v + v_1} = \tfrac{7}{11} = 0{,}636 \text{ Secunden},$$

und zwar, wie erforderlich, größer als die Zeit

$$\frac{v_1}{g} + \sqrt{\frac{2h}{g} + \left(\frac{v_1}{g}\right)^2} = 0{,}160 + \sqrt{0{,}032.4 + 0{,}032.5)^2} = 0{,}160 + \sqrt{0{,}128 + 0{,}0256}$$
$$= 0{,}160 + 0{,}392 = 0{,}552 \text{ Secunden}$$

zum Zurückfallen.

Ferner ist die nöthige Reibung am Umfang der Frictionsrolle:

$$\varphi R = G\left(1 + \frac{v_1^2}{2gh}\right) = 500\left(1 + 0{,}016 \,.\, \frac{25}{2}\right) = 1{,}2 \,.\, 500 = 600 \text{ Pfund},$$

also, wenn der Reibungscoefficient $\varphi = 0{,}3$ angenommen wird, der entsprechende Druck:

$$R = \frac{600}{0{,}3} = 2000 \text{ Pfund}.$$

Der Weg der Rolle während des Anhubes ist:

$$s = \left(\frac{v + v_1}{v_1}\right)h = \frac{11}{5}\,h = 2{,}2\,h = 4{,}4 \text{ Fuß},$$

die erforderliche Umtriebskraft:

$$P = \frac{s}{s + s_1}\,\varphi R = \frac{4{,}4}{7{,}9} \cdot 600 = 334{,}2 \text{ Pfund},$$

die erforderliche Umdrehungsmasse:

$$M_1 = \frac{2Ps_1}{v^2 - v_1^2} = \frac{2 \,.\, 334{,}2 \,.\, 3{,}5}{36 - 25} = \frac{334{,}2 \,.\, 7}{11} = 212{,}67 \text{ Pfund}$$

oder

$$M_1 g = 212{,}67 \,.\, 31{,}25 = 6646 \text{ Pfund}.$$

Der Wirkungsgrad dieses Hammerwerkes ist:

$$\eta = \frac{h}{s} = \frac{2}{4{,}4} = \frac{1}{2{,}2} = 0{,}4545,$$

ferner die Anzahl der Hammerschläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t + t_1} = \frac{60}{1{,}436} = 41{,}8,$$

und der erforderliche Arbeitsaufwand pr. Secunde, ohne Rücksicht auf die Reibungen der Welle u. s. w.:

$$L = \frac{\varphi R s}{t + t_1} = \frac{600 \,.\, 4{,}4}{1{,}436} = 1838 \text{ Fußpfund} = 3{,}6 \text{ Pferdekräfte}.$$

Digitized by Google

Theorie der Frictionshämmer.

§. 476. Um einen höheren Wirkungsgrad des Frictionshammers zu erzielen, läßt man den Hammer, bei einem größeren Drucke R, anfangs beſchleunigt, und dann bei einem kleineren Drucke R_1, verzögert aufſteigen, wobei ein Theil h des ganzen Hubes mit einer allmälig von Null bis v_1 wachſenden, und ein Theil h_1 deſſelben mit einer allmälig von v_1 bis v_2 abnehmenden Geſchwindigkeit zurückgelegt wird. Während des erſten Theiles dieſer Bewegung legt der Laſtpunkt oder der Umfang der Frictionsrolle einen Weg $s > h$ zurück, geht alſo durch die Reibung die mechaniſche Arbeit $\varphi R(s - h)$ verloren, wogegen während des zweiten Theiles, wo der Hammer und der Umfang des Frictionsrades mit der von v_1 bis v_2 allmälig abnehmenden Geſchwindigkeit gemeinſchaftlich den zweiten Hubtheil h_1 zurücklegen, die Kraft der Frictionsrolle ohne Arbeitsverluſt auf den Hammer übergetragen wird.

Für den erſten Theil (h) des Hammerhubes gelten wieder die Grundgleichungen:

$$\text{I.}\quad (\varphi R - G)h = \tfrac{1}{2} M v_1^2,$$

$$\text{II.}\quad (\varphi R - P)s = \tfrac{1}{2} M_1 (v^2 - v_1^2),$$

und

$$\text{III.}\quad t = \frac{2h}{v_1} = \frac{2s}{v + v_1};$$

für den zweiten Theil (h_1) des Hammerhubes iſt dagegen

$$\text{IV.}\quad (G - \varphi R_1)h_1 = \tfrac{1}{2} M(v_1^2 - v_2^2)$$

$$\text{V.}\quad (\varphi R_1 - P)h_1 = \tfrac{1}{2} M_1 (v_1^2 - v_2^2),$$

oder

$$(G - P)h_1 = \tfrac{1}{2}(M + M_1)(v_1^2 - v_2^2),$$

und

$$\text{VI.}\quad t_1 = \frac{2h_1}{v_1 + v_2}.$$

Legt der Umfang der Rolle den Weg s_1 zurück, während dieſelbe leer- und ihre Umfangsgeſchwindigkeit aus v_2 allmälig in v übergeht, ſo gilt noch die Gleichung:

$$\text{VII.}\quad P(s + h_1 + s_1) = \varphi R s + \varphi R_1 h_1,$$

wonach auch

$$Ps_1 = \tfrac{1}{2} M_1 (v^2 - v_2^2) \text{ iſt.}$$

Endlich iſt die Zeit zum Zurücklegen des Weges s_1:

$$\text{VIII.}\quad t_2 = \frac{2s_1}{v + v_2}.$$

Giebt man das Gewicht $G = Mg$ und die Hubtheile h und h_1 des Hammers ſowie die Umfangsgeſchwindigkeiten v, v_1 und v_2 des Frictionsrades, ſo beſtimmen ſich die übrigen Verhältniſſe, Dimenſionen u. ſ. w. des Hammerwerkes wie folgt:

Digitized by Google

Theorie der Frictions-hämmer.

1) $s = \left(\frac{v + v_1}{v_1}\right) h = (1 + \psi) h,$

2) $\varphi R = G \left(1 + \frac{v_1^2}{2 g h}\right),$

3) $\varphi R_1 = G \left(1 - \frac{v_1^2 - v_2^2}{2 g h_1}\right),$

4) $P = \frac{\varphi R_1 h_1 (v^2 - v_1^2) - \varphi R s (v_1^2 - v_2^2)}{h_1 (v^2 - v_1^2) - s (v_1^2 - v_2^2)},$

5) $M_1 = \frac{2 (\varphi R - P) s}{v^2 - v_1^2},$

ferner

6) $s_1 = \frac{M_1 (v^2 - v_1^2)}{2 P},$

7) $t = \frac{2 h}{v_1},$

8) $t_1 = \frac{2 h_1}{v_1 + v_2}$ und

9) $t_2 = \frac{2 s_1}{v + v_2}.$

Die Formel unter (4) fordert, daß $\frac{v^2 - v_1^2}{v_1^2 - v_2^2} > \frac{R s}{R_1 h_1}$ ſei.

Damit der Hammer frei herabfallen könne, muß die Zeit t_2 größer ſein als die Summe der Zeiten zum Steigen auf den letzten Hubtheil $h_2 = \frac{v_2^2}{2 g}$ und zum Herabfallen von der ganzen Fallhöhe $h + h_1 + h_2$, d. i.

$$t_2 > \frac{v_2}{g} + \sqrt{\frac{2 (h + h_1)}{g} + \left(\frac{v_2}{g}\right)^2}.$$

Die Nutzleiſtung dieſer Maſchine pr. Hammerſchlag iſt:

$$A_1 = G \left(h + h_1 + \frac{v_2^2}{2 g}\right) = \varphi R h + \varphi R_1 h_1,$$

und die Totalleiſtung:

$$A = P (s + h_1 + s_1) = \varphi R s + \varphi R_1 h_1,$$

folglich der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{A_1}{A} = \frac{\varphi R h + \varphi R_1 h_1}{\varphi R s + \varphi R_1 h_1}.$$

Um hiernach eine möglichſt große Nutzleiſtung zu erhalten, muß man den zweiten Theil h_1 vom ganzen Hub $h + h_1$ möglichſt groß, alſo den erſten Theil h möglichſt klein machen, folglich anfänglich einen ſehr großen Druck $R = \frac{G}{\varphi} \left(1 + \frac{v_1^2}{2 g h}\right)$ ausüben. In dieſem Falle fällt

Digitized by Google

Theorie der Frictions-hämmer.

$$\eta \text{ nahe} = \frac{\varphi R_1 h_1}{\varphi R_1 h_1} = 1 \text{ aus.}$$

Die Zeit, welche auf einen Hammerschlag verwendet wird, ist $t + t_1 + t_2$, daher die Anzahl der Hammerschläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t + t_1 + t_2},$$

und die erforderliche Leistung der Umtriebsmaschine pr. Secunde:

$$L = \frac{A}{t + t_1 + t_2} = \frac{\varphi R s + \varphi R_1 h_1}{t + t_1 + t_2}$$
$$= \left[(1 + \psi)\left(h + \frac{v_1^2}{2g}\right) + h_1 - \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}\right] \frac{G}{t + t_1 + t_2}.$$

Bezeichnet r den Halbmesser der Frictionsrolle, so ist die Umfangsgeschwindigkeit derselben:

$$c = \frac{\pi u r}{30} = \frac{s + h_1 + s_1}{t + t_1 + t_2},$$

folglich die Umdrehungszahl dieser Rolle:

$$u = \frac{s + h_1 + s_1}{t + t_1 + t_2} \cdot \frac{30}{\pi r}.$$

Ein nicht unansehnlicher Arbeitsverlust erwächst dem Hammerwerke noch durch die Zapfenreibungen der Frictionsrollen; bezeichnet φ_1 den entsprechenden Reibungscoefficienten und r_1 den Halbmesser der Zapfen dieser Rollen, so ist der Arbeitsaufwand, welchen diese Zapfenreibungen außer L noch nöthig machen:

$$L_1 = 2\varphi \frac{r_1}{r} \cdot \frac{Rs + R_1 h_1}{t + t_1 + t_2}.$$

Beispiel. Theilen wir den Hammerhub von 2 Fuß bei dem im vorigen Beispiele behandelten Hammer in zwei Theile: $h = 3/4$ Fuß und $h_1 = 3/4$ Fuß und setzen wir die verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten des Frictionsrades $r = 8$, $r_1 = 5$ und $r_2 = 4$ Fuß. Dann folgt:

$$s = (1 + \psi) h = (1 + 8/5) h = 13/5 \cdot 3/4 = 1{,}95 \text{ Fuß},$$

$$\varphi R = G\left(1 + \frac{r_1^2}{2gh}\right) = 500\,(1 + 0{,}016 \cdot 4/3 \cdot 25) = 1{,}533 \cdot 500 = 767 \text{ Pfund},$$

folglich der anfängliche Druck:

$$R = \frac{767}{0{,}3} = 2557 \text{ Pfund};$$

ferner

$$\varphi R_1 = G\left(1 - \frac{r_1^2 - r_2^2}{2gh_1}\right) = 500\,(1 - 0{,}016 \cdot 4/3 \cdot 9) = 500 - 57{,}6$$
$$= 442{,}4 \text{ Pfund},$$

wonach sich der nöthige Druck bei Zurücklegung des zweiten Wegtheiles:

$$R_1 = \frac{442{,}4}{0{,}3} = 1475 \text{ Pfund}$$

ergiebt.

Nun folgt die erforderliche Umdrehungskraft

Digitized by Google

$$P = \frac{\varphi R_1 h_1 (v^2 - v_1^2) - \varphi R s (v_1^2 - v_2^2)}{h_1 (v^2 - v_1^2) - s (v_1^2 - v_2^2)} = \frac{442{,}4 \,.\, 1{,}25 \,.\, 39 - 767 \,.\, 1{,}95 \,.\, 9}{1{,}25 \,.\, 39 - 1{,}95 \,.\, 9}$$

$$= \frac{21567 - 13461}{48{,}75 - 17{,}55} = \frac{8106}{3120} = 260 \text{ Pfund.}$$

Hieraus ergiebt sich die nöthige Umdrehungsmasse

$$M_1 = \frac{2 (\varphi R - P) s}{v^2 - v_1^2} = \frac{(767{.}0 - 260{,}2)\, 3{,}9}{39} = 50{,}7 \text{ Pfund,}$$

folglich

$$M_1 g = 31{,}25 \,.\, 50{,}7 = 1584 \text{ Pfund,}$$

und der Weg des Lastpunktes, während die Frictionsrolle unbelastet umläuft:

$$s_1 = \frac{M_1 (v^2 - v_2^2)}{2 P} = \frac{50{,}7 \,.\, 48}{520} = \frac{50{,}7 \,.\, 12}{130} = 4{,}68 \text{ Fuß;}$$

endlich ist

$$t = \frac{2 h}{v_1} = \frac{1{,}5}{5} = 0{,}3000 \text{ Secunden,}$$

$$t_1 = \frac{2 h_1}{v_1 + v_2} = \frac{2{,}5}{9} = 0{,}2778 \text{ Secunden}$$

und

$$t_2 = \frac{2 s_1}{v + v_2} = \frac{4{,}68}{6} = 0{,}780 \text{ Secunden.}$$

Die Zeit, welche der Stempel zum freien Aufsteigen und zum Niederfallen nöthig hat, ist

$$\frac{v_2}{g} + \sqrt{\frac{2 (h + h_1)}{g} + \left(\frac{v_2}{g}\right)^2} = 0{,}128 + \sqrt{0{,}032.4 + (0{,}032.4)^2} = 0{,}128 + \sqrt{0{,}1444}$$

$$= 0{,}508 \text{ Secunde,}$$

also wie erforderlich, kleiner als die Zeit t_2 zum Zurückfallen und Ruhen.

Die letzte freie Steighöhe ist, wenn kein Prallstock angewendet wird:

$$h_2 = \frac{v_2^2}{2g} = 0{,}016 \,.\, 16 = 0{,}256 \text{ Fuß.}$$

Der Wirkungsgrad dieses Hammers ist

$$\eta = \frac{\varphi R h + \varphi R_1 h_1}{\varphi R s + \varphi R_1 h_1} = \frac{767 \,.\, 0{,}75 + 442{,}4 \,.\, 1{,}25}{767 \,.\, 1{,}95 + 442{,}4 \,.\, 1{,}25} = \frac{1128{,}25}{2048{,}6} = 0{,}5507,$$

also größer als bei der Bewegungsweise des Hammers im vorigen Beispiele.

Die Anzahl der Hammerschläge pr. Minute beträgt

$$n = \frac{60}{t + t_1 + t_2} = \frac{60}{1{,}3578} = 44{,}2,$$

und der erforderliche Arbeitsaufwand pr. Secunde:

$$L = \frac{\varphi R s + \varphi R_1 h_1}{t + t_1 + t_2} = \frac{767 \,.\, 1{,}95 + 442{,}4 \,.\, 1{,}25}{1{,}3578} = \frac{2048{,}6}{1{,}3578} = 1508{,}7 \text{ Fußpfund}$$

$$= 2{.}958 \text{ Pferdekräfte,}$$

also trotz der größeren Nutzleistung kleiner als bei der Bewegungsweise im vorigen Beispiele.

Bei einem Rollenhalbmesser r von 6 Zoll folgt nun die Umdrehungszahl der Frictionsrolle pr. Minute:

$$u = \frac{s + h_1 + s_1}{t + t_1 + t_2} \,.\, \frac{30}{\pi r} = \frac{7{,}88 \,.\, 30}{1{,}3578 \,.\, 0{,}5 \,.\, \pi} = \frac{472{,}8}{1{,}3578\, \pi} = 110{,}8.$$

Giebt man den Zapfen der Frictionsrollen den Halbmesser $r_1 = 1$ Zoll und setzt man den Coefficienten der Zapfenreibung, $\varphi_1 = 0{,}1$, so erhält man endlich noch den Arbeitsaufwand, welchen die Ueberwindung der Zapfenreibung an den beiden Frictionsrollen nöthig macht:

Digitized by Google

Theorie der Frictionshämmer.

$$L_1 = 2\varphi \frac{r_1}{r} \frac{Rs + R_1 h_1}{t + t_1 + t_2} = 0{,}2 \cdot \tfrac{1}{6} \cdot \frac{2048{,}6}{0{,}3 \cdot 1{,}3578} = \frac{2048{,}6}{9 \cdot 1{,}3578} = 167{,}6 \text{ Fußpfund},$$

ſo daß die Geſammtleiſtung

$$L + L_1 = 676{,}3 \text{ Fußpfund} = 3{,}28 \text{ Pferdekräfte}$$

reſultirt.

Dampfhammer.

§. 477. Unter einem Dampfhammer verſteht man einen Fall- oder Stempelhammer, welcher durch die Kraft des Dampfes direct emporgehoben wird. Es ſind zwei Syſteme von Dampfhämmern in Anwendung. Bei dem erſten Syſteme, nach Nasmyth, bildet der Stiel des Stempelhammers zugleich die Kolbenſtange einer Dampfmaſchine, wird alſo auch der ganze Hammer mittels des aufſteigenden Dampfkolbens emporgehoben, bei dem zweiten Syſteme, nach Condie, bildet dagegen der ganze Hammer den Cylinder einer Dampfmaſchine, bei welcher der Dampf durch die hohle Kolbenſtange zu- und abgeführt wird, welche ſammt dem Kolben feſtſteht, während der Cylinder durch den Dampfdruck gegen den Cylinderdeckel emporgehoben wird. Dieſes Conſtructionsſyſtem hat den Vorzug, daß hier das ganze Hammergerüſte niedriger ausfällt und daher auch eine größere Stabilität beſitzt; dagegen macht man ihr den Vorwurf, daß hier der den Hammer bildende Cylinder dem Zerbrechen ſehr ausgeſetzt und in Folge deſſen das Hammerwerk öfter koſtſpieliger und den Betrieb ſtörender Reparaturen unterworfen iſt. Um dem Schwerpunkte des ganzen Hammerwerkes eine möglichſt tiefe Lage zu geben und dadurch die Stabilität des Hammerwerkes zu vergrößern, hat auch das erſtere Dampfhammerſyſtem im Laufe der Zeit mehrfache Abänderungen erlitten. Es gehört hierher ſowohl der Dampfhammer von Morriſon als auch der von Voiſin u. ſ. w.

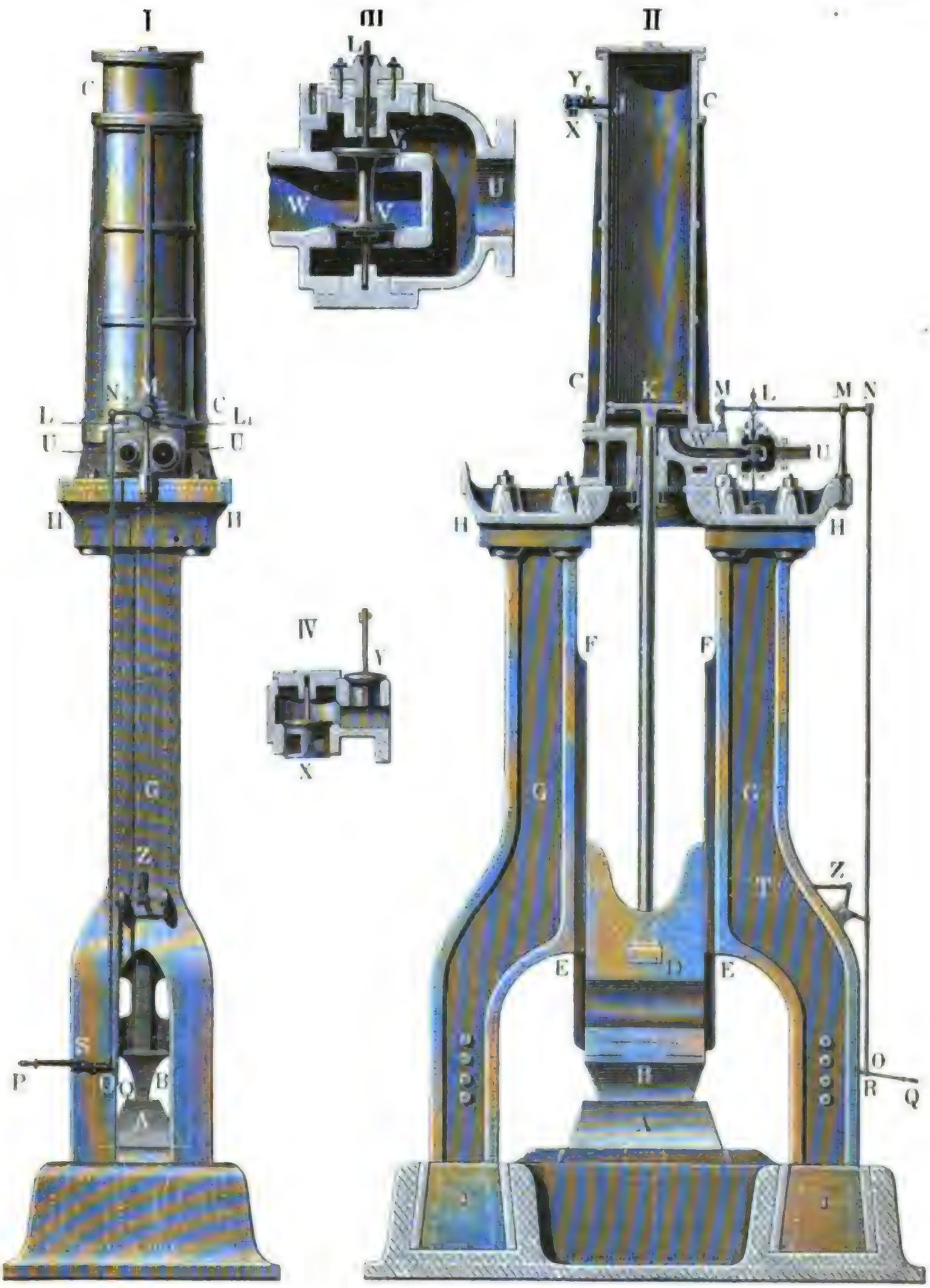
Bei dem Morriſon'ſchen Dampfhammer beſteht der Hammer hauptſächlich in einer dicken Kolbenſtange, welche nicht allein durch den Boden, ſondern auch durch den Deckel des Cylinders hindurchgeht und über dem letzteren mit einer Führung verſehen iſt. Der Dampfhammer von Voiſin bewegt ſich zwiſchen zwei Dampfcylindern, und iſt mittels eines Querhauptes mit den durch die Cylinderdeckel geführten Kolbenſtangen verbunden. In Folge der Führung zwiſchen den beiden Cylindern wird natürlich in Vergleich mit dem älteren Nasmyth'ſchen Dampfhammer auch hier ein anſehnlicher Theil an der Höhe des Hammergerüſtes erſpart.

Ein großer einfacher Dampfhammer von Cavé nach dem älteren Principe iſt in den Abbildungen von Fig. 962 dargeſtellt. Es iſt I. eine Seitenanſicht und II. ein verticaler Durchſchnitt deſſelben, ferner ſtellt III. das Dampfventil, ſowie IV. ein Sicherheitsventil in größerem Maßſtabe dar (ſ. Génie industriel par Armengaud, Tome XV, Nr. 90, 1857, auch polytechn. Centralblatt, 1858). Der Hammerkopf beſteht in einem großen Gußſtücke D, in welches mittels einer Schwalbenſchwanzverbindung und leicht

Digitized by Google

Fig. 962.

Dampf-hämmer.



Digitized by Google

Dampfhammer.

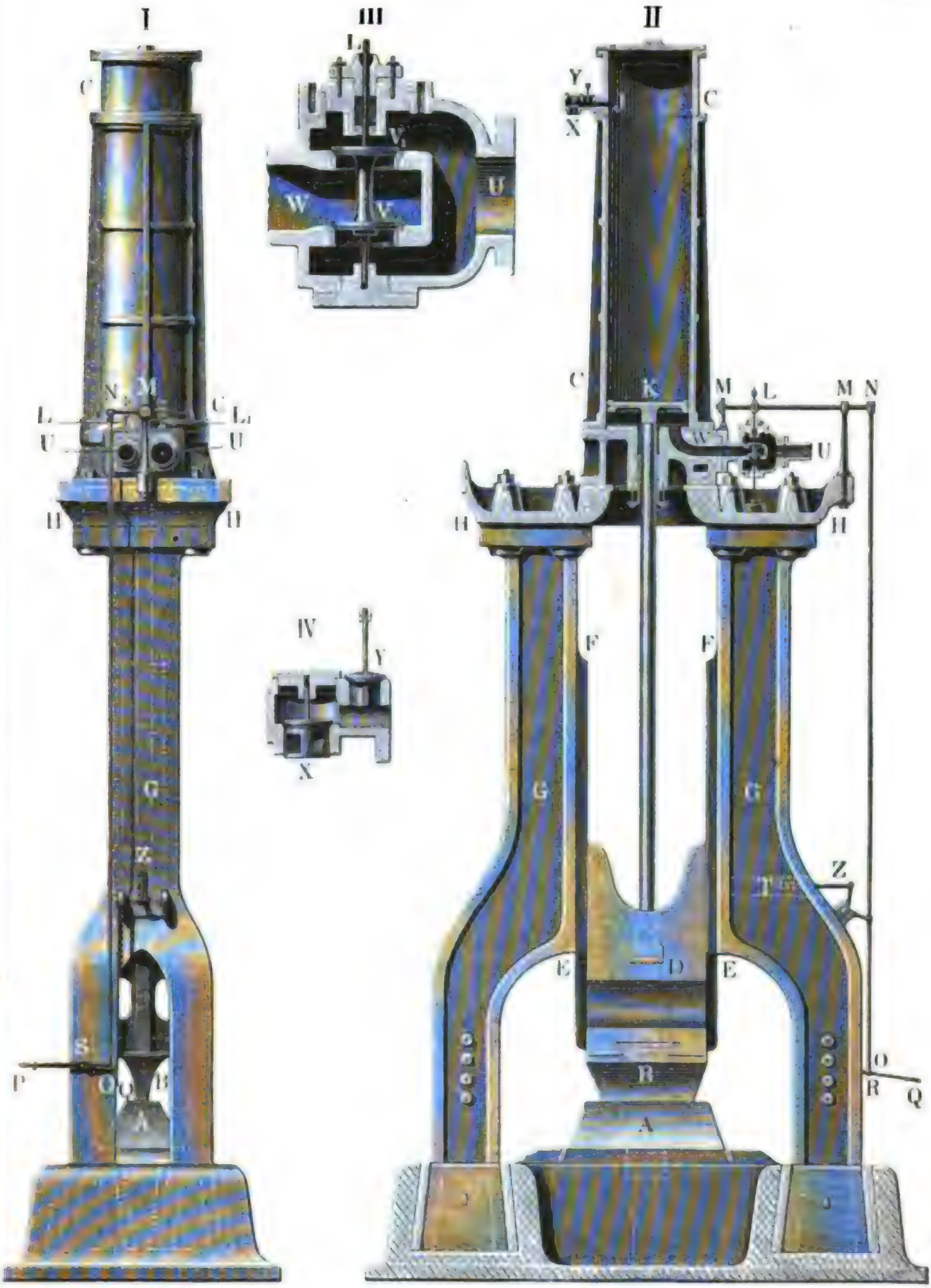
lösbarer Keile die Bahn *B* eingesetzt ist. Er geht zwischen zwei Führungen *EF*, *EF*, welche an dem gußeisernen Hammergerüste *GG* festsitzen. Das letztere ist unten in die 72000 Kilogramm schwere gußeiserne Schabotte *A* eingesetzt und mit derselben durch Keile und Splinte fest verbunden, oben sind die beiden Theile des Gerüstes durch eine starke gußeiserne Platte *HH* mit einander verbunden, auf welcher der Sockel des Dampfcylinders *CC* festsitzt. Dieser Cylinder hat vier starke Rippen und ist oben durch einen besondern Hut bedeckt, welcher mittels einer kurzen Ansatzröhre *J* mit der Kammer der beiden Sicherheitsventile *X* und *Y* (IV.) in Verbindung steht. Die Kolbenstange oder der Hammerstiel *DK* ist mittels einer langen Stopfbüchse durch den Sockel oder Boden des Cylinders geführt und durch einen Keil u. s. w. fest mit dem Hammerkopfe *D* verbunden. Der Hammer wiegt 8000 Kilogramm und hat bei einer Cylinderweite von 0,80 Meter einen Hub von 2,40 Meter. Durch den Sockel des Cylinder gehen auch die beiden Canäle, wodurch der Dampf zu- und abgeführt wird. Das abwechselnde Zu- und Ablassen des Dampfes wird durch zwei doppelsitzige Ventile bewerkstelligt, welche bei ihrer Eröffnung vermittels dieser Canäle die Verbindung zwischen dem Cylinderraume und der einen oder der andern Dampfkammer herstellen. Fig. 963 II. und III. führen den Durchschnitt der Dampfkammer mit dem Admissionsventile VV_1, sowie den Durchschnitt *U* des Dampfrohres und den Durchschnitt *W* des nach dem Cylinder führenden Dampfcanales vor Augen. Wird VV_1 mittels seines Stieles *LV* emporgehoben, so strömt der Dampf von *U* nach *V* und V_1, und von da durch *W* unter den Kolben *K* im Dampfcylinder *CC*. Der Apparat zum Ablassen des Dampfes ist von dem Admissionsapparate nur durch eine Scheidewand getrennt; auch er besteht in einem doppelsitzigen Ventil und einer dasselbe umschließenden Ventilkammer. Bei Eröffnung dieses Emissionsventiles strömt der Dampf durch den zweiten Canal im Sockel des Cylinders in diese Ventilkammer und von da durch das Emissionsrohr in die freie Luft. Die Ventilstiele *L* und L_1 sind mittels kurzer Hebelarme an eine liegende Welle *MM* angeschlossen, und letztere steht wieder mittels eines dritten Hebelarmes *N* und einer Zugstange *NO* mit einem doppelarmigen Hebel *PSO* in Verbindung, dessen Ende eine Handhabe bildet. Um das abwechselnde Eröffnen und Verschließen der beiden Ventile und damit verbundene Aufheben und Niederfallen des Hammers zu bewirken, hat der Arbeiter nur nöthig, dieses Hebelende mit der Hand wechselsweise niederzudrücken und aufzuheben.

Um endlich noch den Hammer augenblicklich zum Anhalten zu nöthigen, ist noch ein einarmiger Hebel *RQ* angebracht, bei dessen Emporziehen, mittels einer Schubstange *RZ*, eines Winkelhebels *Z* und eines Stieles *TZ*, ein schmiedeeiserner Keil gegen die mit Einschnitten versehene Seitenfläche des

Digitized by Google

Fig. 963.

Dampf-hammer



Dampf-hammer.

Hammers gedrückt wird. Bei gehörigem Zuge iſt der Arbeiter im Stande, den Hammer in jeder beliebigen Höhe über dem Amboß ſchwebend zu erhalten.

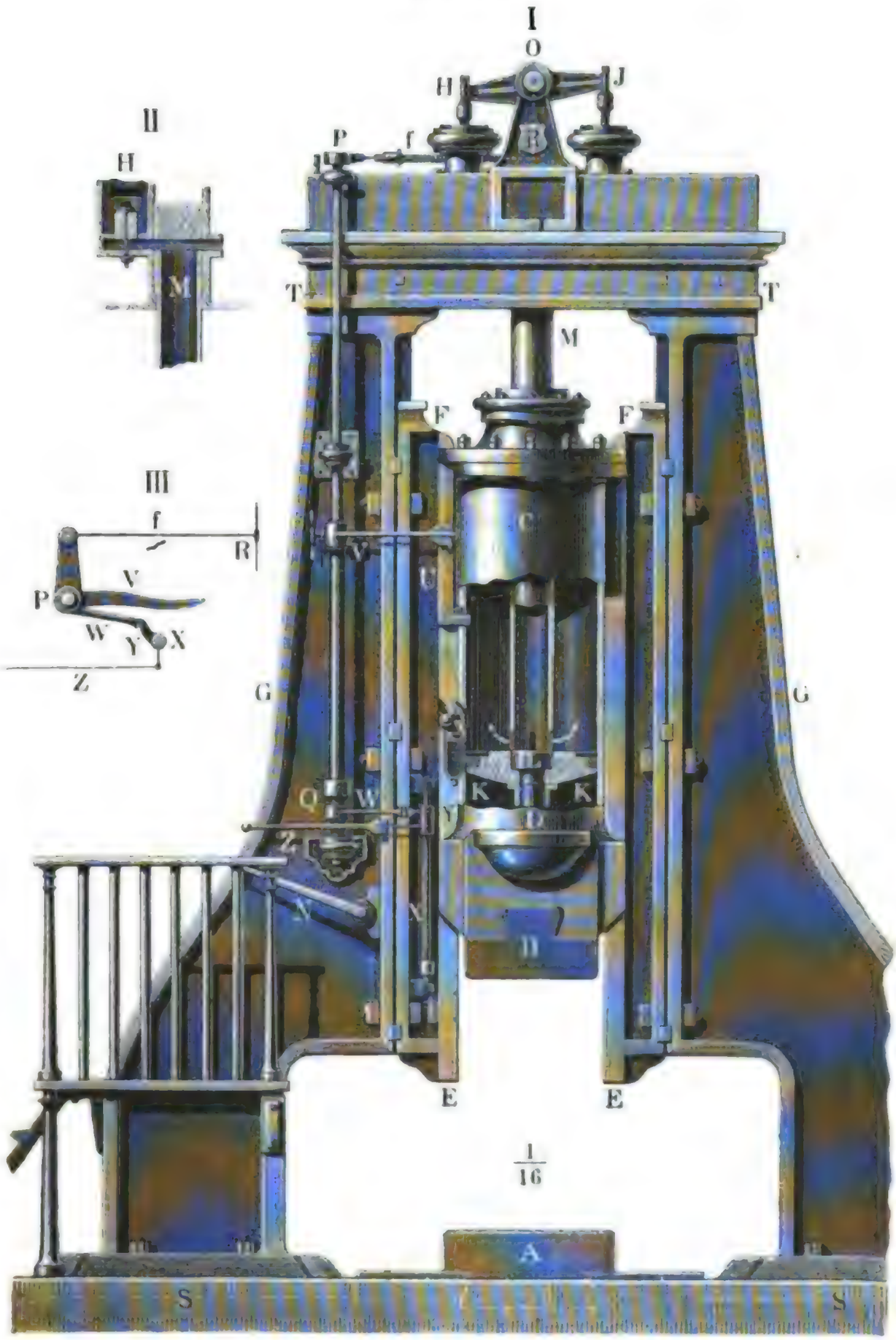
Man verwendet dieſe Hämmer vorzüglich zum Zängen der Eiſenluppen und zum Schweißen von Packeten, welche zu Blechen von ſtarken Dimenſionen ausgewalzt werden ſollen. Die Dämpfe, welche zum Betriebe der Dampfhämmer dienen, werden gewöhnlich durch die bei Puddel- und Schweißöfen erübrigte Hitze erzeugt.

§. 478. Die Einrichtung und Wirkungsweiſe eines Condie'ſchen Dampfhammers iſt aus der Seitenanſicht mit theilweiſem Durchſchnitte u. ſ. w. in Fig. 964 zu erſehen. Das Hammergeſtelle beſteht auch hier aus zwei gußeiſernen Ständern G, G mit den Leitſchienen EF, EF des Hammers BC. Dieſe Ständer ſind unten auf einem ſtarken Sohlſtücke SS feſtgeſchraubt und oben durch ein Querhaupt TT vereinigt, welches als Träger der Kolbenſtange, der Dampfkammer u. ſ. w. dient. Die Kolbenſtange LM iſt hohl und ſowohl unten, unmittelbar über dem Kolben KK, als auch oben, zwiſchen den Ventilgehäuſen, mit Seitenlöchern verſehen. Die innere Steuerung beſteht aus zwei Glockenventilen, deren Stiele H, J mittels Federn an einem gleicharmigen Hebel HOJ aufgehangen ſind. Außerdem iſt im Dampfrohre auch noch ein Dampfſchieber angebracht, welcher wie ein gewöhnliches Sperr- oder Regulirungsventil zum Abſperren und Zulaſſen des Dampfes dient und mittels des Hebels N geſtellt wird. Die äußere Steuerung iſt entweder eine Hand- oder eine Selbſtſteuerung; ſie beſteht in beiden Fällen aus einer Steuerwelle PQ und einer Steuerſtange PR, welche durch einen Hebelarm P an die erſtere und durch einen Hebelarm OR an den Steuerhebel HJ angeſchloſſen iſt. Eine Feder f (III.) zieht die Stange PR ſammt dem Hebelende OR von rechts nach links und hält hierbei das Admiſſionsventil unter H offen, ſowie das Emiſſionsventil unter J verſchloſſen. Iſt folglich das Sperrventil von der Hand des Arbeiters eröffnet worden, ſo ſtrömt der Dampf durch das Admiſſionsventil in das Innere der Kolbenſtange ſowie von da durch die Löcher L über dem Kolben KK in den Cylinderraum CKK und treibt den ganzen Dampfcylinder oder hohlen Stempelhammer BC empor. Um den Hammer in ſeinem Aufſteigen aufzuhalten und das Zurückfallen deſſelben zu bewirken, hat man nur nöthig, die Steuerwelle PQ der Kraft der Feder f entgegengeſetzt umzudrehen, wobei das Admiſſionsventil H geſchloſſen und das Emiſſionsventil J eröffnet wird, und folglich der Dampf aus dem Cylinderraume CKK durch die hohle Kolbenſtange zurückgeführt und in die freie Luft gelaſſen wird. Bei einem Dampfhammer mit Selbſtſteuerung wird die Steuerwelle PQ durch eine naſenförmige Knagge U, welche an

Digitized by Google

Fig. 964.

Dampf-hammer.



Dampf-hammer.

dem Cylinder CD feſtſitzt und mittels eines auf PQ verſtellbaren Hebels V ſo weit umgedreht, daß ſich das Admiſſionsventil ſchließt und das Emiſſionsventil eröffnet. In Folge dieſer Ventilſtellung ſtrömt der Dampf, durch welchen der Cylinder emporgehoben worden iſt, durch das Emiſſionsventil u. ſ. w. ab und es beginnt das Herabfallen des Cylinders; da ſich aber während dieſer Bewegung der Keil U allmälig wieder unter dem Hebel V zurückzieht, ſo verſchließt ſich hierauf in Folge der Kraft der Feder f auch das Austrageventil J wieder und es erhält ſich der Cylinder durch den Ueberſchuß des äußeren Luftdruckes über den Luft- und Dampfdruck im Cylinderraume ſchwebend über dem Amboß.

Um das Aufſchlagen des Cylinders auf das auf dem Amboß liegende Eiſen zu bewirken, iſt noch eine Sperrvorrichtung angebracht, welche das Emiſſionsventil eröffnet und das Admiſſionsventil verſchloſſen erhält, wenn ſich der Keil unter dem Hebel V weggezogen hat. Es tritt daher das Zuſtrömen von friſchem Dampfe erſt dann ein, wenn dieſe Sperrvorrichtung von der Hand des Arbeiters ausgelöſt iſt. Die weſentliche Einrichtung dieſer Sperrvorrichtung iſt aus dem Horizontalſchnitt in Fig. 964 III. zu erſehen, wo P die Steuerwelle mit dem Arme V und der gefederten Schubſtange f u. ſ. w., ſowie W die auch in I. ſichtbare Sperrklinke und Y den auf der ſtehenden Welle X befeſtigten Sperrhaken darſtellt. Um nach vollbrachtem Schlage den Hammer wieder emporſteigen zu laſſen, bedarf es nur der Auslöſung des Sperrhakens Y mittels der Zugſtange Z, weil dann die Feder f ungehindert wirken und das Admiſſionsventil eröffnen kann. Bei dem ſpäteren Zurückdrehen der Steuerwelle durch den Daumen U, wobei das Admiſſionsventil wieder geſchloſſen wird, legt ſich auch der Sperrhaken wieder in die Sperrklinke ein.

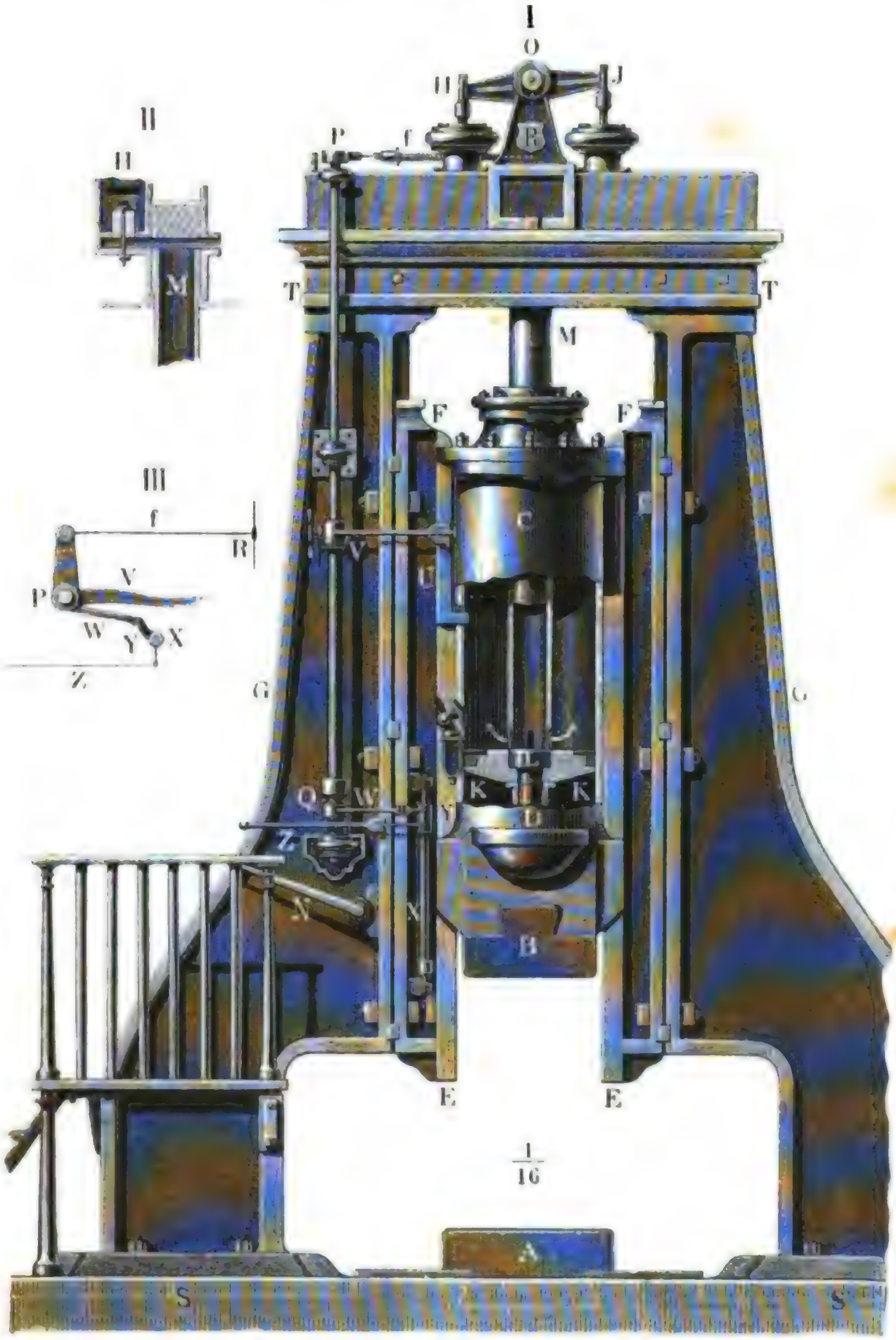
Ein großer Condie'ſcher Dampfhammer iſt vom Herrn Haswell auf der kaiſerlichen Puddlingshütte zu Neuenberg in Oberſteiermark ausgeführt (ſ. berg- und hüttenmänniſches Jahrbuch der montan. Anſtalt zu Leoben, Band IV, auch Dinglers polytechn. Journal Band 145). Das Gewicht des eigentlichen Hammers oder armirten Cylinders iſt 9500 Pfund, der Hub deſſelben 4 Fuß und die Anzahl der Hammerſchläge, pr. Minute 50 bis 60. Um dem Aufſchlagen des Hammers eine möglichſt große Maſſe entgegenzuſetzen und dadurch die Wirkung deſſelben möglichſt zu verſtärken, hat man den 38 Centner ſchweren Amboß in eine Chabotte von 370 Centner verzapft und dieſen wieder auf einer mit eiſernen Ringen umgebenen Holzmaſſe von 480 Cubikfuß Inhalt feſtgekeilt. Uebrigens ruht die ganze Maſchine mittels einer gewöhnlichen Sohlplatte auf einer Bruchſteinmauer und dieſe wieder auf einem Bette von Steinſchotter.

Dieſer Hammer dient zum Betriebe von zwei Doppelpuddling- und vier Schweißöfen; es reicht jedoch die Ueberhitze eines einzigen Schweißofens

Digitized by Google

Fig. 965.

Dampfhammer.



Dampfhämmer.

vollkommen aus, um die nöthige Dampfmenge zum Betriebe des Hammers zu erzeugen. Die zwei Dampfkessel, welche zur Dampferzeugung dienen, haben je 22 Fuß Länge, $3^1/_2$ Fuß Weite und 120 Quadratfuß Heizfläche, und liefern stündlich je 730 Pfund (Wiener) Dampf von 5 Atmosphären Spannung.

§. 479. Bei dem in Fig. 966 abgebildeten Dampfhammer von Morrison werden die beiden Ständer G, G, welche das Hammergerüste bilden, dadurch mit einander fest verbunden, daß man den Dampfcylinder (ähnlich wie einen liegenden Dampfcylinder auf die Sohlplatte, mittels der an ihn angegossenen Platten EE, E_1E_1 an die bearbeiteten Ständerflächen anschraubt. Die Kolbenstange KL ist hier sowohl durch den Boden als auch durch den Deckel des Dampfcylinders geführt und der Kolben, welcher an seinem Umfange mit den nöthigen Nuthen zur Aufnahme der metallenen Liderungsringe versehen ist, wird, wie auch das Gleitstück, auf die Kolbenstange aufgeschweißt. Zwei Paar durch Schrauben mit den Ständern festverbundene Schienen, wie NN, N_1N_1, dienen dem Gleitstücke zur Leitung. Uebrigens wird der in der Hauptsache von der dicken Kolbenstange KL gebildete Hammer in seiner senkrechten Bewegung auch durch die beiden Stopfbüchsen, namentlich durch die zu diesem Zwecke sehr verlängerte Stopfbüchse, im Boden des Cylinders geleitet.

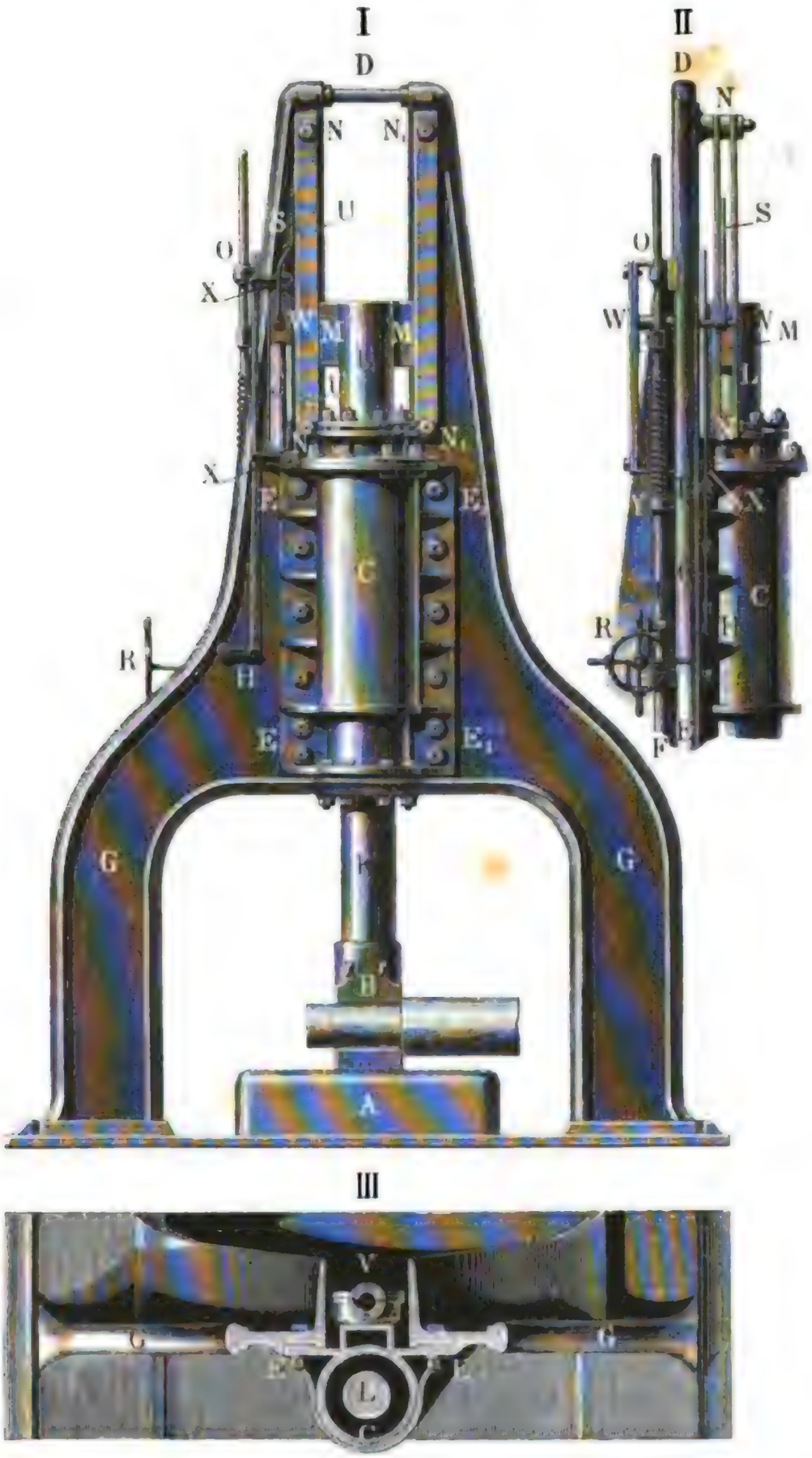
Die Steuerung dieses Hammers wird durch den Gang desselben selbst bewirkt; auch hat dieselbe die Einrichtung, daß man den Hub des Hammers nach Belieben abändern kann, ohne die Arbeit zu unterbrechen und ohne den Schieber mit der Hand zu bewegen. Das Ventilgehäuse V liegt zwischen den Hauptständern G, G hinter dem Dampfcylinder C; das Ventil wird durch eine Feder offen gehalten und der Ventilhebel ist mittels eines Gelenkes an eine Stange FO angeschlossen, welche das Ventil verschließt, wenn man sie niederdrückt. Wenn das Querhaupt M der Kolbenstange gegen Ende des Aufganges den an der horizontalen Welle WW sitzenden Arm oder Spanner S auswärts schiebt, so drückt der ebenfalls auf WW sitzende und durch eine Hülse mit der Stange FO verbundene Arm P die Stange FO nieder und versperrt dadurch den Zutritt des Dampfes zum Dampfcylinder. Damit bei dem darauf erfolgenden Niedergang des Stempels KL das Ventil verschlossen bleibe und sich dasselbe nur erst eröffne, nachdem der Stempel seinen Schlag vollbracht hat, wird die Stange PO noch durch eine Knagge T festgehalten, welche sich erst im Momente des Aufschlagens auslöst. Zu diesem Zwecke ist eine in der Figur durch punktirte Linien angegebene Stange UU angebracht, welche durch die Winkelhebel X, X und eine Stange XH mit dem Hebel H verbunden ist, woran auch die Knagge T sitzt. Beim Niederfallen des Hammers schiebt das

Digitized by Google

Querhaupt MM mittels eines an demſelben befeſtigten Stößers, UU aus- und XH abwärts, und zieht dadurch die Knagge T von der Stange FO

Dampfhammer.

Fig. 966.



Digitized by Google

Dampfhammer.

zurück, welche nun durch die Kraft einer Feder gehoben wird. Hiermit ist nun auch die Eröffnung des Dampfventiles V und folglich auch der Aufgang des Stempels KL verbunden. Um endlich noch den Hammerhub beliebig abändern zu können, ist die Welle W des Spanners S in einer Büchse gelagert, welche sich mittels einer Stange J in einem Leitungsrahmen senkrecht höher oder tiefer schieben läßt, und um auch gleichzeitig die Stange FO verlängern oder verkürzen zu können, setzt man diese aus zwei Theilen FY und YO zusammen, wovon der eine die Mutter und der andere die Spindel einer Schraube bildet.

Wenn man nun mittels eines Handrades R und eines (in der Abbildung nicht angegebenen) Schrauben- und Zahnradmechanismus die Stange J hebt oder senkt, so dreht man auch die Stange FY um und zieht dabei die Stange YO mehr oder weniger aus FY heraus.

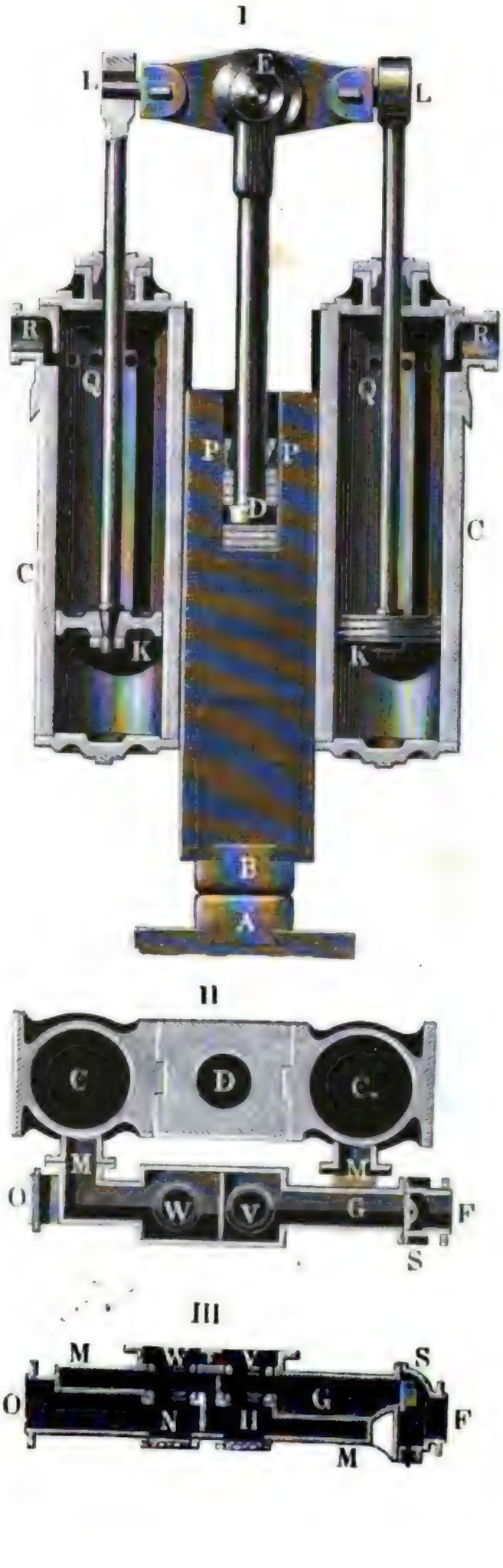
In den Dusburn'schen Maschinenbauwerken zu Newcastle arbeitet ein solcher Hammer von 35 Centner Gewicht und mit $3^1/_2$ Fuß Hub (s. Practical-Mechanics Journal, 1854, auch Dingler's polytechn. Journal, Band 134). Zu den Vorzügen dieses Hammers gehört, daß hier der Schwerpunkt der ganzen Maschine sehr tief zu liegen kommt und daher die Stabilität derselben eine große ist, und daß der Raum um den Hammer auf der einen Seite ganz frei bleibt, so daß der Schmied alle Arbeiten ausführen kann, ohne vom Hammergerüste daran verhindert zu werden. Es ist daher auch möglich, durch diesen Hammer auf eine einzige Hitze ein Stück Eisen zu schweißen, auszustrecken und zu richten.

§. 480. Bei dem Dampfhammer von Voisin wird der Bär oder Stempel BD, Fig. 967, mittels der Kolbenstangen KL, KL durch zwei Kolben K, K zugleich emporgehoben, wobei er sich in einer von den einander zugekehrten Seiten der Dampfcylinder C, C gebildeten Senkrechtführung bewegt. Die Kolben sind sogenannte Ramsbottom'sche, und bestehen in schmiedeeisernen Tellern, an deren Umfängen spiralförmige Nuthen ausgedreht sind, worin federnde Stahlstreifen zu liegen kommen. Die Kolbenstangen gehen durch, auf den Cylinderdeckeln sitzende, Stopfbüchsen und sind durch eine starke schmiedeeiserne Traverse LL mit einander verbunden, in deren Mitte mittels Bolzen und Scharnier der Stiel DE des Stempels BD befestigt ist. Um die Wirkung des Stoßes zu mäßigen, füttert man die Bolzenlager L, L der Traverse mit Kautschuk aus, auch legt man den Fuß D des Hammerstieles zwischen Holzstücke, bevor man ihn durch zwei Keile P, P im Bär festkeilt. Die beiden Cylinder C, C sind an die hohlen gußeisernen Ständer angeschraubt, welche das Hammergerüste bilden. Die innere Steuerung dieses Dampfhammers besteht aus einem Dampfschieber S und zwei Ventilen, deren Sitze durch V und W dargestellt sind. Der

Digitized by Google

erstere wird mittels eines Hebels von der Hand des Arbeiters bewegt, wo- Dampf-hammer.

Fig. 967.



gegen die letzteren der Hammer selbst in Bewegung setzt. Ist der Schieber S und das Admissionsventil (V) eröffnet (s. II. und III.), so strömt der bei F zutretende Dampf auf dem Wege FGV nach dem Theilungspunkte H und von da in den Canälen M und M nach den Cylindern C und C. Wird hierauf V wieder verschlossen und das Emissionsventil W eröffnet, so strömt der Dampf durch die Canäle M und M aus den Cylindern C und C wieder ab und zwar durch W hindurch und in den Raum N, von wo ihn das Rohr NO in die freie Luft führt. Wegen der äußern Steuerung dieses Dampfhammers u. s. w. ist nachzusehen: Revue universelle des Mines, 2. année, 1. livr. deutsch in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Band IV, Heft 1 und 2 unter dem Titel: Vergleichende Uebersicht der verschiedenen Systeme von Dampfhämmern u. s. w.

Um das Anschlagen

Digitized by Google

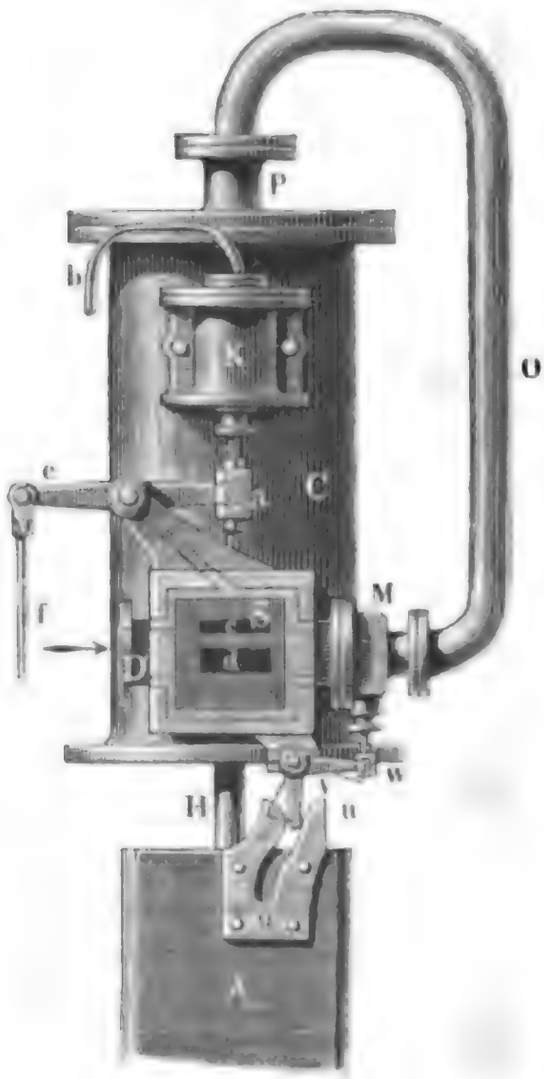
Dampf-hammer.

der Kolben an die Kolbendeckel zu verhindern, sind unterhalb dieser Deckel Löcher Q, Q in der Cylinderwand angebracht, welche mit einem ringförmigen Canal communiciren, an den sich die Seitenrohre R, R anschließen. Wenn die Kolben K, K über diese Löcher in den Cylindern hinaufsteigen, so strömt der Dampf durch dieselben aus und es ist dadurch dem weitern Aufsteigen dieser Kolben eine Grenze gesetzt.

Der in der citirten Abhandlung beschriebene Dampfhammer von Voisin hat einen Stempel von 6000 Kilogrammen Gewicht und von 1,5 Meter Hub.

§. 481. Bei den im Vorstehenden abgehandelten Systemen von Dampfhämmern dient der Dampf nur dazu, den Stempel oder Bär emporzuheben; man kann aber auch noch nach vollbrachtem Anhube des Stempels den Dampf über den Kolben treten lassen und durch die Kraft desselben die Wirkung des niederfallenden Hammers verstärken. Wie die Steuerung eines solchen Dampfhammers mit Oberdampf einzurichten ist, läßt sich aus der Abbildung in Fig. 968 ersehen. Es ist hier A das obere Ende des Bärs, H der sichtbare Theil der Kolbenstange und C der Dampfcylinder, ferner

Fig. 968.



S die gewöhnliche Schieberkammer mit den Canälen c und d, wovon c den bei D zuströmenden Dampf in den Cylinder führt und d den aus dem Cylinder kommenden Dampf ableitet. Je nachdem der Schieber S die Stellung I. oder II. Fig. 969 hat, erfolgt natürlich das Zu- oder das Ablassen des Dampfes. Die Stellung I. behauptet der Schieber durch die Dampfkraft und zwar dadurch, daß der durch ein Rohr b in den kleinen Cylinder (Steuercylinder) K geführte Dampf auf einen Kolben drückt, welcher am oberen Ende der Schieberstange festsitzt. Um dagegen den Schieber in die Stellung II. zu bringen, ist es nöthig, die Schieberstange a durch die Stange f mittels des doppelarmigen Hebels ae aufzuziehen. Zum Reguliren des Oberdampfes dient ein zweiter Schieber N, Fig. 970, welcher in einen Kasten M eingeschlossen ist, der auf

Digitized by Google

Dampf-hammer.

der einen Seite mit dem Hauptſchieberkaſten J und auf der anderen Seite mittels des Kupferrohres OP, Fig. 968, mit dem oberen Raume des Dampfcylinders communicirt. Iſt der Dampfweg MOP durch den Schieber

Fig. 969.

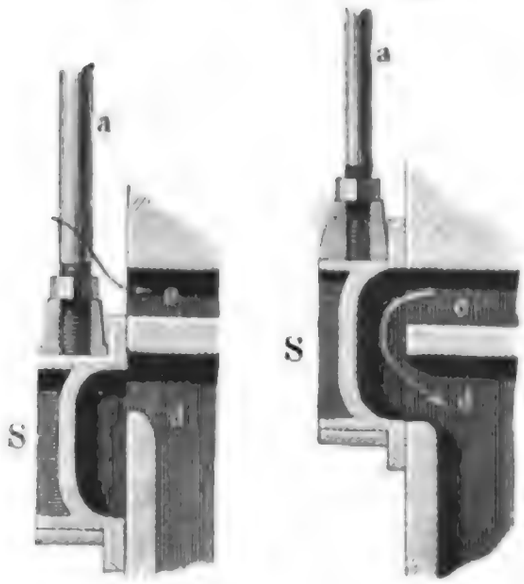
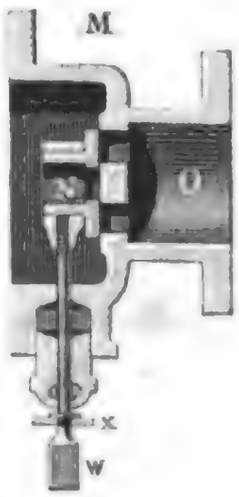


Fig. 970



N eröffnet, ſo ſtrömt friſcher Dampf aus M über den Dampfkolben und es wird durch denſelben das Niedergehen des letzteren beſchleunigt. Das Eröffnen und Verſchließen des Oberdampfſchiebers bringt der Hammerklotz mittels eines Gabelſtückes u hervor, welches gegen Ende des Kolbenhubes den Hebel v ergreift und dadurch die Stange w des Schiebers N herabzieht. Kommt beim darauf erfolgenden Niederfallen des Hammerklotzes der Hebel v wieder in die erſte Lage, ſo wird natürlich auch der Schieber N wieder verſchloſſen. Uebrigens drückt denſelben eine Feder x ſtets nach oben. Der nach dem Abſchluſſe von N im Dampfcylinder zurückbleibende Oberdampf ſtrömt endlich bei weiterem Herabfallen des Hammerklotzes durch die in der Cylinderwand angebrachten Seitenlöcher ab, welche auch den Zweck haben, die Steighöhe des Hammers zu begrenzen.

In den letzten Jahren ſind unter anderen noch folgende Dampfhammerſyſteme zur Anwendung gekommen:

1. Der Dampfhammer von Brown (ſ. Practical-Mechanics Journal, September 1853, auch Dingler's polytechn. Journal Band 131) beſteht ähnlich wie der Condie'ſche Dampfhammer aus einer fallenden Röhre; nur wird hier der Dampf durch den feſten Kolbenſtock von unten in den Cylinderraum geführt.

2. Der Dampfhammer von Türck in Chartres (ſ. Annales des Mines, Tome VIII, 5. série 1855, auch polytechn. Centralblatt 1856) ſoll vorzüglich bei einem kleineren Gewichte und mit einer größeren Geſchwindigkeit

Digitized by Google

Dampfhammer. arbeiten und daher zum Schmieden mittlerer und kleinerer Metallstücke, als Eisenstangen, Wagenaxen u. s. w., dienen können. Dieser Hammer besteht ähnlich wie der von Morrison aus einer dicken Kolbenstange, welche mit dem Klotze aus einem Stücke geschmiedet ist. Er arbeitet mit Oberdampf von $2^1/_2$ bis 4 Atmosphären Druck. Bei einem solchen Hammer ist das Gewicht des Stempels = 200 Kilogramm, der Hub 1 Meter, die Anzahl der Schläge pr. Minute 100 bis 150, der Kolbendurchmesser 0,16 Meter und der Kolbenstangendurchmesser 0,10 Meter.

3. Der Dampfhammer von Daelen zu Hörde (s. Armengaud's Publication industrielle Bd. XI.) hat ebenfalls eine dicke Kolbenstange und arbeitet auch mit Oberdampf, jedoch zeichnet sich derselbe durch seine größeren Dimensionen sowie auch mehrere eigenthümliche Einrichtungen aus.

4. Der Dampfhammer von Farcot (s. Génie industrielle T. 17, Nr. 100, auch Hartmann's berg- und hüttenmännischen Atlas, 1860) wird durch Dampf von $1^1/_2$ bis 2 Atmosphären Spannung gehoben und durch Dampf von 6 Atmosphären Druck zurückgeworfen. Die Ständer dieses Hammers sind hohl und dienen als Behälter des Dampfes, wodurch der Hammerklotz emporgehoben wird. Ein solcher Hammer, welcher zu Saint-Ouen in Betrieb ist, hat einen Bär von 1000 Kilogramm Gewicht und 0,7 Meter Hub, bei 0,505 Meter Kolbendurchmesser.

5. Der hydraulische Stempelhammer (franz. marteau-pilon hydraulique) mit Luftpuffer von Guillemin et Minary zu Casamène bei Besançon wird ausführlich von Résal in den Annales des Mines, T. VII, 5. série 1855 behandelt (s. auch Dingler's polytechn. Journal Band 140). Dieser Hammer wird nicht unmittelbar, sondern, wie der Schmerber'sche Stempelhammer, durch die Dampfkraft mittels Riemenbetrieb in Bewegung gesetzt. Die Riemenwelle steht hier mittels eines Kurbelmechanismus mit einer Druckpumpe in Verbindung, welche Oel ansaugt und in den Cylinderraum des Hammerstempels drückt. Es dient hier das Oel als Transmissionsmittel, und zwar dadurch, daß sich die Kraft, mit welcher der Pumpenkolben auf das Oel drückt, durch das Oel hindurch und bis zur unteren Kolbenfläche des Hammerstempels fortpflanzt. Das beim Herabfallen des Hammers abfließende Oel wird natürlich wieder aufgefangen, ist also während der Arbeit des Hammers in steter Circulation.

Theorie der Dampfhämmer. §. 482. Die Theorie des Dampfhammers ist auf ähnliche Weise zu entwickeln, wie die der gewöhnlichen Fallhämmer mit Riemenbetrieb. Es bezeichne auch hier G das Gewicht und h die ganze Steighöhe des Stempels, ferner sei F die Größe der Kolbenfläche, F_1 der Querschnitt der Kolbenstange, p der volle Dampfdruck und q der Gegendruck der äußern Luft. Wenn

Digitized by Google

Theorie der Dampfhämmer.

bei ungehindertem Dampfzufluſſe der Dampfkolben den Weg s durchläuft und die Geſchwindigkeit v annimmt, ſo gilt die Arbeitsgleichung

$$\text{I.}\quad \frac{Gv^2}{2g} = [(F - F_1)(p - q) - G]s,$$

woraus die Formel

$$v = \sqrt{2gs\left(\frac{(F - F_1)(p - q)}{G} - 1\right)}$$

folgt.

Legt nun noch der Kolben den Weg $s_1 - s$ zurück, während der Dampf abgeſperrt iſt und daher durch Expanſion wirkt, ſo gilt auch die Gleichung (ſ. Band II, §. 443)

$$\text{II.}\quad \frac{Gv_1^2}{2g} = (F - F_1)\left(ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - qs_1\right) - Gs_1,$$

woraus ſich die Formel

$$v_1 = \sqrt{2g\left[\left(\frac{F - F_1}{G}\right)\left(ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - qs_1\right) - s_1\right]}$$

für die Kolbengeſchwindigkeit v_1 nach Zurücklegung des Weges s_1 ergiebt.

Wird am Ende dieſes Weges der Dampf von unten ab- und dagegen von oben zugelaſſen, ſo durchläuft der Dampfkolben noch einen Weg s_2, wobei ſeine Geſchwindigkeit allmälig in Null übergeht und daher die Gleichung

$$\text{III.}\quad \frac{Gv_1^2}{2g} = [F(p - q) + G]s_2$$

oder die Formel

$$s_2 = \frac{G}{F(p - q) + G}\,\frac{v_1^2}{2g}$$

gilt.

Beim darauf folgenden Niederfallen des Hammerklotzes von der Höhe $h = s_1 + s_2$ erlangt derſelbe eine Geſchwindigkeit v_2, welche der Gleichung

$$\text{IV.}\quad \frac{Gv_2^2}{2g} = Gh + F(p - q)s_2 = G\left(h + \frac{v_1^2}{2g} - s_2\right)$$

oder

$$\frac{v_2^2}{2g} = h + \frac{v_1^2}{2g} - s_2$$

entſpricht, wonach

$$v_2 = \sqrt{2g(h - s_2) + v_1^2} = \sqrt{2gs_1 + v_1^2}$$

iſt.

Giebt man den Weg s und die Geſchwindigkeit v des Dampfkolbens vor der Expanſion, ſo kann man mit Hülfe von I. den nöthigen Kolbenquerſchnitt

Digitized by Google

Theorie der Dampfhämmer.

$$F - F_1 = \frac{G\left(s + \frac{v^2}{2g}\right)}{(p-q)\,s}$$

berechnen, und giebt man auch das Expanſionsverhältniß $\varepsilon = \frac{s_1}{s}$, oder den Kolbenhub s_1 am Ende der Expanſion, ſo läßt ſich nun auch mit Hülfe von II. die entſprechende Kolbengeſchwindigkeit v_1 ermitteln. Weiter folgt durch Anwendung von III. der letzte Wegtheil s_2 des Kolbens, während derſelbe allmälig in Ruhe übergeht und den Dampfdruck von oben aufnimmt, wonach ſich nun auch der ganze Kolbenhub $h = s_1 + s_2$ beſtimmen läßt.

Endlich iſt mittels IV. noch die Geſchwindigkeit v_2 des Hammers bei ſeinem Auffallen auf den Ambos oder auf das untergeſchobene Metall zu finden.

Das Leiſtungsvermögen des mit der Geſchwindigkeit v_2 aufſchlagenden Hammers iſt

$$\frac{Gv_2^2}{2g} = G\left(h + \frac{v_1^2}{2g} - s_2\right) = G\left(s_1 + \frac{v_1^2}{2g}\right),$$

und das verbrauchte Dampfquantum $V = (F - F_1)\,s + F s_2$, folglich die Leiſtung des Dampfhammers pr. 1 Cubikfuß Dampf:

$$\frac{G}{V}\frac{v_2^2}{2g} = \frac{G\left(s_1 + \frac{v_1^2}{2g}\right)}{(F-F_1)\,s + F s_2} = \frac{(F-F_1)\left(ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - qs_1\right)}{(F-F_1)\,s + F s_2}.$$

Dieſes Arbeitsquantum iſt für $s_2 =$ Null, ein Maximum und zwar $= ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - q s_1$; dann iſt aber auch $v_1 =$ Null und die Zeit zum Steigen und Fallen eine größere, folglich die Benutzung der Hitze eine unvollkommenere.

Der Theorie der gleichförmig beſchleunigten Bewegung zufolge, iſt die Zeit, welche der Stempel zum Steigen auf die Höhe s erfordert

$$t_1 = \frac{s}{\frac{1}{2}v} = \frac{2s}{v}.$$

Führen wir ferner in der Formel

$$v_1 = \sqrt{2g\left[\frac{F-F_1}{G}\left(ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - qs_1\right) - s_1\right]}$$

ſtatt s_1. $\frac{s+s_1}{2}$ ein, ſo giebt ſie uns in v_1 eine mittlere Geſchwindigkeit w, wonach ſich dann die Zeit zum weitern Steigen des Hammers von s auf s_1

$$t_2 = \frac{s_1 - s}{6}\left(\frac{1}{v} + \frac{4}{w} + \frac{1}{v_1}\right)$$

berechnen läßt.

Digitized by Google

Die Zeit zum Steigen von s_1 auf $s_1 + s_2$, ſowie zum Zurückfallen von $s_1 + s_2$ auf s_1, iſt ferner

Theorie der Dampfhämmer.

$$t_3 = \frac{2 s_2}{v_1},$$

und endlich die Zeit, innerhalb welcher der Hammer von der Höhe s_1 herabfällt:

$$t_4 = \frac{2 s_1}{v_1 + v_2} = \frac{2 (h - s_2)}{v_1 + v_2}.$$

Nun folgt die Zeit von einem Hammerſchlage bis zum anderen:

$$t > t_1 + t_2 + 2 t_3 + t_4,$$

und die Anzahl der Hammerſchläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t} < \frac{60}{t_1 + t_2 + 2 t_3 + t_4}.$$

Setzt man $t = 1{,}05\ (t_1 + t_2 + 2 t_3 + t_4)$, ſo hat man

$$n = 0{,}95 \frac{60}{t_1 + t_2 + 2 t_3 + t_4} = \frac{57}{t_1 + t_2 + 2 t_3 + t_4}.$$

Wendet man keine Expanſion des Dampfes an, ſo erhält man

$$s_1 = s \quad \text{und} \quad v_1 = v,$$

ſowie

$$t_2 = 0,\ t_3 = \frac{s_2}{s} t_1$$

und

$$n < \frac{60}{t_1 + 2 t_3 + t_4} < \frac{60}{\left(1 + \frac{2 s_2}{s}\right) t_1 + t_4}$$

Läßt man auch noch den Oberdampf weg, ſo hat man:

$$s_2 = \frac{v^2}{2 g} \quad \text{und} \quad h = s + s_2 = s + \frac{v^2}{2 g},$$

ſowie

$$t_3 = \frac{v}{g} \quad \text{und} \quad t_4 = \sqrt{\frac{2 h}{g}},$$

ſo daß

$$n < \frac{60}{\frac{2 s}{v} + \frac{v}{g} + \sqrt{\frac{2 h}{g}}}.$$

d. i.

$$n < \frac{60}{\frac{2 h}{v} + \sqrt{\frac{2 h}{g}}}$$

folgt.

Digitized by Google

Theorie der Dampfhämmer.

Führt man für die Endgeschwindigkeit den Werth $v = 10$ Fuß ein, so erhält man

$$n < \frac{60}{0{,}2\,h + 0{,}253\sqrt{h}}.$$

Setzt man zur Sicherheit, $n = \frac{57}{0{,}2\,h + 0{,}253\sqrt{h}}$, so erhält man

für den Hammerhub $h =$	1	2	3	4	5	6 Fuß
die entsprechende Anzahl der Hammerschläge n . .	126	75	55	44	36	31

Beispiel. Wenn der Stempel eines Dampfhammers das Gewicht $G = 3000$ Pfund hat, wenn ferner derselbe erst durch die volle Dampfkraft von 5 Atmosphären Spannung $1\frac{1}{4}$ Fuß hoch und dann, bei abgesperrtem Dampfe, noch $1\frac{1}{4}$ Fuß höher gehoben wird, und wenn die Geschwindigkeit des Dampfkolbens im Augenblicke der Dampfabsperrung, $v = 10$ Fuß beträgt, so ist die erforderliche Größe der Kolbenfläche nach Abzug des Querschnittes der Kolbenstange:

$$F - F_1 = \frac{G\left(s + \frac{v^2}{2g}\right)}{(p-q)\,s} = \frac{3000\,(1{,}25 + 0{,}016 \,.\, 100)}{(5-1) \,.\, 15 \,.\, 1{,}25} = \frac{3000 \,.\, 2{,}85}{75} = 114 \text{ Pfund},$$

und die Geschwindigkeit des Kolbens am Ende des Kolbenweges $s_1 = 2s = 2{,}5$ Fuß:

$$v_1 = \sqrt{2g\left[\frac{F - F_1}{G}\left(ps\left[10 - 9\left(\frac{s}{s_1}\right)^{1/9}\right] - qs_1\right) - s_1\right]}$$

$$= \sqrt{62{,}5\left[\frac{114}{3000}\left(75 \cdot \frac{5}{4}\left[10 - 9\left(\frac{1}{2}\right)^{1/9}\right] - 15 \cdot \frac{5}{2}\right) - 2{,}5\right]}$$

$$= \sqrt{62{,}5\left[\frac{114}{3000}\left(156{,}29 - 37{,}50\right) - 2{,}5\right]}$$

$$= \sqrt{62{,}5 \,.\, 2{,}014} = 11{,}22 \text{ Fuß}.$$

Macht man den Querschnitt der Kolbenstange, $F_1 = 46$ Quadratzoll, so erhält man den Querschnitt der ganzen Kolbenfläche:

$$F = (F - F_1) + F_1 = 114 + 46 = 160 \text{ Quadratzoll}$$

und den letzten Wegtheil des aufsteigenden Kolbens, wobei derselbe vom Oberdampf gedrückt wird:

$$s_2 = \frac{G}{F(p-q) + G} \cdot \frac{v_1^2}{2g} = \frac{3000}{160 \,.\, 60 + 3000} \cdot 0{,}016 \,.\, 125{,}89$$

$$= \frac{30}{126} \cdot 2{,}014 = \frac{20{,}14}{42} = 0{,}480 \text{ Fuß}.$$

Nun folgt der ganze Hammerhub:

$$h = s_1 + s_2 = 2{,}5 + 0{,}480 = 2{,}980 \text{ Fuß},$$

und die Endgeschwindigkeit des zurückfallenden Stempels:

$$v_2 = \sqrt{2gs_1 + v_1^2} = \sqrt{62{,}5 \,.\, 2{,}5 + 125{,}89} = 16{,}79 \text{ Fuß}.$$

Die Zeit zum Aufsteigen des Hammers auf die erste Höhe $s = 1.25$ Fuß in

Digitized by Google

$$t_1 = \frac{2s}{v} = \frac{2{,}5}{10} = 0{,}250 \text{ Secunden},$$

ferner die Zeit zum Aufſteigen um weitere 1,25 Fuß, wobei der Dampf durch Expanſion wirkt:

$$t_2 = 2\left(\frac{s - s_1}{v + v_1}\right) = \frac{2{,}5}{21{,}22} = 0{,}118 \text{ Secunden},$$

die Zeit zum Steigen auf das letzte Stück $s_2 = 0{,}480$ Fuß, wobei der Oberdampf wirkt:

$$t_3 = \frac{2s_2}{v_1} = \frac{0{,}960}{11{,}22} = 0{,}086\dot{} \text{ Secunden},$$

folglich die ganze Zeit zum Aufſteigen des Hammers:

$$t_1 + t_2 + t_3 = 0{,}454 \text{ Secunden}.$$

Die Zeit zum Herunterfallen des Hammers von s_2 iſt wieder:

$$t_3 = \frac{2s_2}{v_1} = 0{,}086 \text{ Secunden},$$

und die Zeit zum Herabfallen von dem zweiten Theile s_1 der Höhe:

$$t_4 = \frac{2s_1}{v_1 + v_2} = \frac{5}{28{,}02} = 0{,}178 \text{ Secunden},$$

daher folgt die ganze Fallzeit des Hammers:

$$t_3 + t_4 = 0{,}264 \text{ Secunden},$$

und die Zeit von einem Schlage bis zum andern:

$$t = 1{,}05\ (t_1 + t_2 + 2t_3 + t_4) = 1{,}05\ .\ (0{,}454 + 0{,}264)$$
$$= 1{,}05\ .\ 0{,}718 = 0{,}754 \text{ Secunden},$$

wonach die Anzahl der Hammerſchläge pr. Minute

$$n = \frac{60}{t} = \frac{60}{0{,}754} = 80$$

folgt.

Ohne Anwendung von Oberdampf iſt

$$s_2 = \frac{v_1^2}{2g} = 0{,}016\ .\ 125{,}89 = 2{,}01 \text{ Fuß},$$

folglich

$$h = s_1 + s_2 = 2{,}5 + 2{,}01 = 4{,}51 \text{ Fuß}$$

und

$$v_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{62{,}5\ .\ 4{,}51} = 16{,}79 \text{ Fuß},$$

wie bei Anwendung von Oberdampf.

Die Zeit t_3 iſt $= \frac{2s_2}{v} = \frac{4{,}02}{11{,}22} = 0{,}358$ Secunden, und die Fallzeit $t_4 = \frac{2h}{v_2} = \frac{9{,}02}{16{,}79} = 0{,}537$ Secunden, folglich die Zeit eines vollſtändigen Hammerſpieles:

$$t = 1{,}05\ (t_1 + t_2 + t_3 + t_4) = 1{,}05\ .\ (0{,}368 + 0{,}358 + 0{,}537)$$
$$= 1{,}05\ .\ 1{,}263 = 1{,}326 \text{ Secunden},$$

und die Anzahl der Hammerſchläge pr. Minute:

$$n = \frac{60}{t} = \frac{60}{1{,}326} = 45.$$

Das Dampfquantum, welches zum Aufheben des Hammers in beiden Fällen erfordert wird, beträgt

$$(F - F_1)\,s = \frac{114\ .\ 5}{144\ .\ 4} = \frac{570}{576} = 0{,}990,$$

Theorie der Dampfhämmer.

also nahe 1 Cubikfuß; bei Anwendung von Oberdampf wird überdies noch das Dampfquantum

$$Fs_2 = \frac{160 \,.\, 0{,}480}{144} = 0{,}533 \text{ Cubikfuß}$$

Dampf verbraucht.

Daher ist in diesem Falle der ganze Dampfverbrauch pr. Spiel

$$= (F - F_1)s + Fs_2 = 1{,}523 \text{ Cubikfuß},$$

wofür aber auch die Anzahl der Hammerschläge pr. Minute um $80 - 45 = 35$ größer ausfällt als im zweiten Falle, wenn kein Oberdampf zur Anwendung kommt. Es ist also bei Anwendung des Oberdampfes, die Dampfmenge pr. Spiel um $\frac{5330}{99} = 54$ Proc. und die Anzahl der Spiele in derselben Zeit um $\frac{3500}{45} = \frac{700}{9}$ $= 78$ Proc. größer aus als bei einem Hammer ohne Dampfsprallung.

Die mechanische Arbeit, welche in beiden Fällen der Hammer pr. Schlag verrichtet, ist

$$\frac{G v_2^2}{2g} = 3000 \,.\, 4{,}51 = 13530 \text{ Fußpfund},$$

folglich die Leistung pr. Secunde:

1. bei pr. Minute 80 Schlägen:

$$L = \frac{80}{60} \cdot G \frac{v_2^2}{2g} = \tfrac{4}{3} \,.\, 13530 = 18040 \text{ Fußpfd.} = 35\tfrac{1}{2} \text{ Pferdekräfte, und}$$

2. bei pr. Minute 45 Schlägen:

$$L = \frac{45}{60} \,.\, G \frac{v_2^2}{2g} = \tfrac{3}{4} \,.\, 13530 = 10148 \text{ Fußpfd.} = 20 \text{ Pferdekräfte.}$$

Ohne Anwendung von Oberdampf und ohne Expansion ist

$$s_1 = s,\ v_1 = v,\ s_2 = \frac{v^2}{2g} = 0{,}016 \,.\, 100 = 1{,}6 \text{ Fuß},$$

$$h = s + s_2 = 2{,}85 \text{ Fuß}$$

und

$$v_2 = \sqrt{2gh} = \sqrt{62{,}5 \,.\, 2{,}85} = 13{,}35 \text{ Fuß},$$

ferner

$$t_2 = 0,\ t_3 = \frac{2 s_2}{v} = \frac{3{,}2}{10} = 0{,}320 \text{ Secunden},$$

und

$$t_4 = \frac{2h}{v_2} = \frac{5{,}70}{13{,}35} = 0{,}427 \text{ Secunden},$$

folglich

$$t = 1{,}05 (t_1 + t_3 + t_4) = 1{,}05 \,.\, 0{,}997 = 1{,}047 \text{ Secunden},$$

daher die Anzahl der Spiele pr. Minute:

$$n = \frac{60}{1{,}047} = 57.$$

Endlich beträgt dann die Arbeit des Hammers bei einem Schlage:

$$G \frac{v_2^2}{2g} = Gh = 30000 \,.\, 2{,}85 = 8550 \text{ Fußpfd.},$$

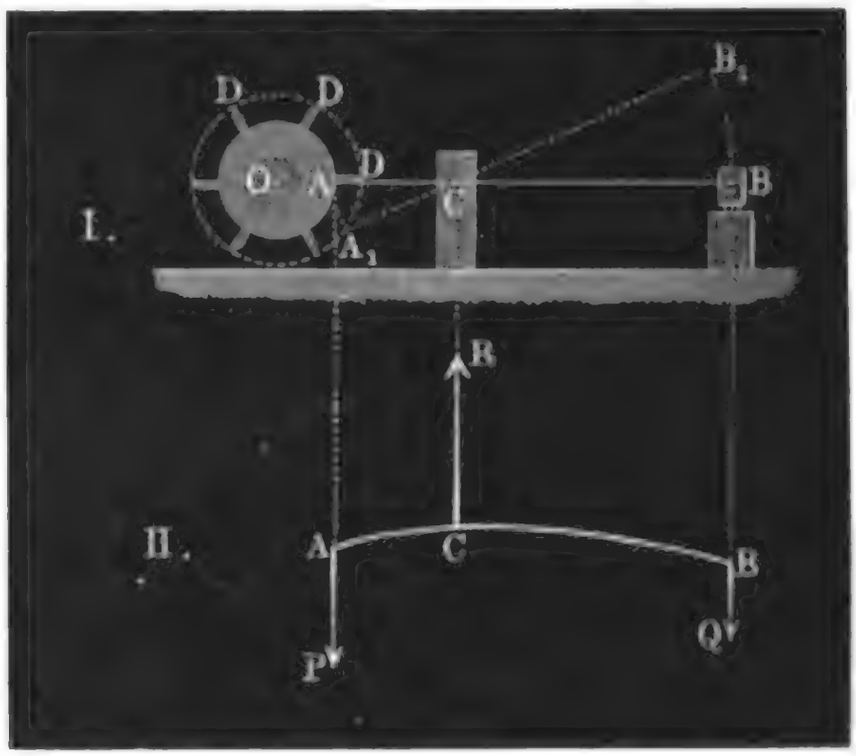
und daher die Leistung pr. Secunde, bei pr. Minute 57 Schlägen:

$$L = \frac{57}{60} \,.\, 8550 = 8122 \text{ Fußpfd.} = 16 \text{ Pferdekräfte.}$$

Digitized by Google

§. 483. Bei den gewöhnlichen Hammerwerken beſteht der arbeitende Maſchinentheil in einem gewöhnlichen, um eine horizontale Axe drehbaren Hammer. Im Weſentlichen bildet ein ſolcher Hammer ſammt ſeinem Stiel einen phyſiſchen Hebel (ſ. Bd. I, §. 131); man kann ihn daher auch einen Hebelhammer (franz. marteau à levier; engl. lever-hammer) nennen, um ihn von dem Stempelhammer (franz. marteau à pilon, marteau à mouton; engl. block- oder stamp-hammer), welcher in einer Senkrechtführung aufſteigt und niederfällt, zu unterſcheiden. Bildet der Hebelhammer einen doppelarmigen Hebel ACB, Fig. 971, ſo heißt der- Hebelhämmer.

Fig. 971.



ſelbe ein Schwanzhammer (franz. marteau à bascule, marteau à queue, martinet; engl. tilt-hammer). Das Aufheben eines ſolchen Hammers B erfolgt dadurch, daß das Ende A des kürzeren Armes oder Schwanzes CA von den Daumen $D, D \ldots$ einer ſtetig umlaufenden Welle O um eine gewiſſe Tiefe niedergedrückt wird. Hierbei dreht ſich das Hammerhelm um ſeine Axe C und es ſteigt der Hammer um eine entſprechende Höhe über den Ambos. Bei einem einarmigen Hebelhammer kann die Kraft entweder außerhalb oder innerhalb des Schwerpunktes und der Axe des Hammers angreifen. Ein Hammer ABC, Fig. 972 (a. f. S.), der erſten Art, welcher von den Daumen $D, D \ldots$ einer ſtetig umlaufenden Welle O an der Stirn A ergriffen und faſt direct emporgehoben wird, heißt ein Stirnhammer (franz. marteau frontal; engl. front-hammer), und ein Hammer BAC, Fig. 937, der zweiten Art, welcher von den Daumen $D, D \ldots$ der Hammerwelle O an der Bruſt A ergriffen und emporgehoben wird, iſt ein Bruſthammer

Digitized by Google

Hebelhämmer. (franz. marteau à soulevement, gros marteau; engl. lift-hammer) zu nennen, heißt aber auch gewöhnlich und namentlich dann, wenn die Um-

Fig. 972.

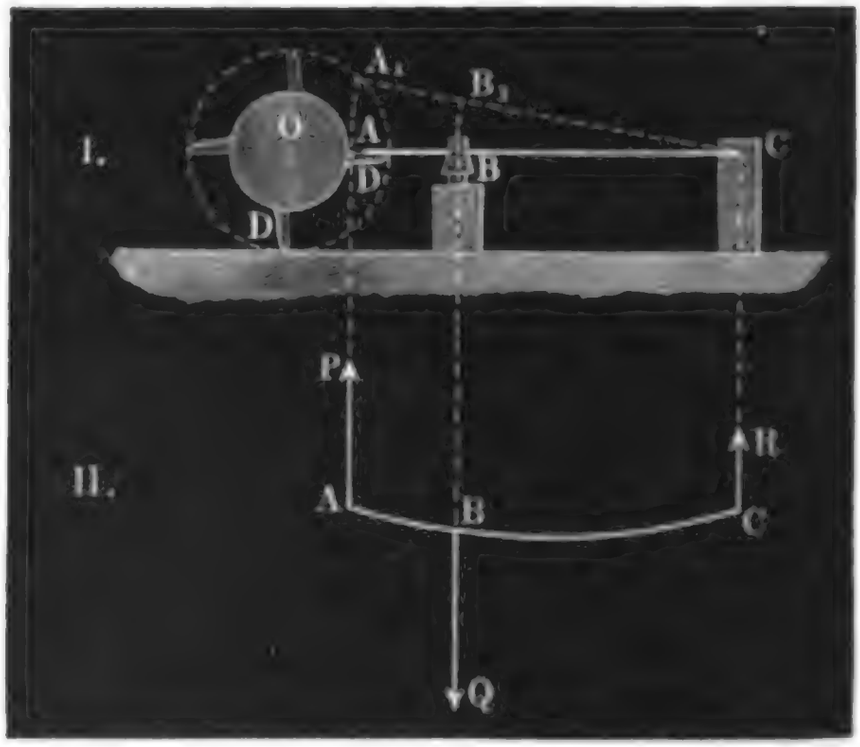
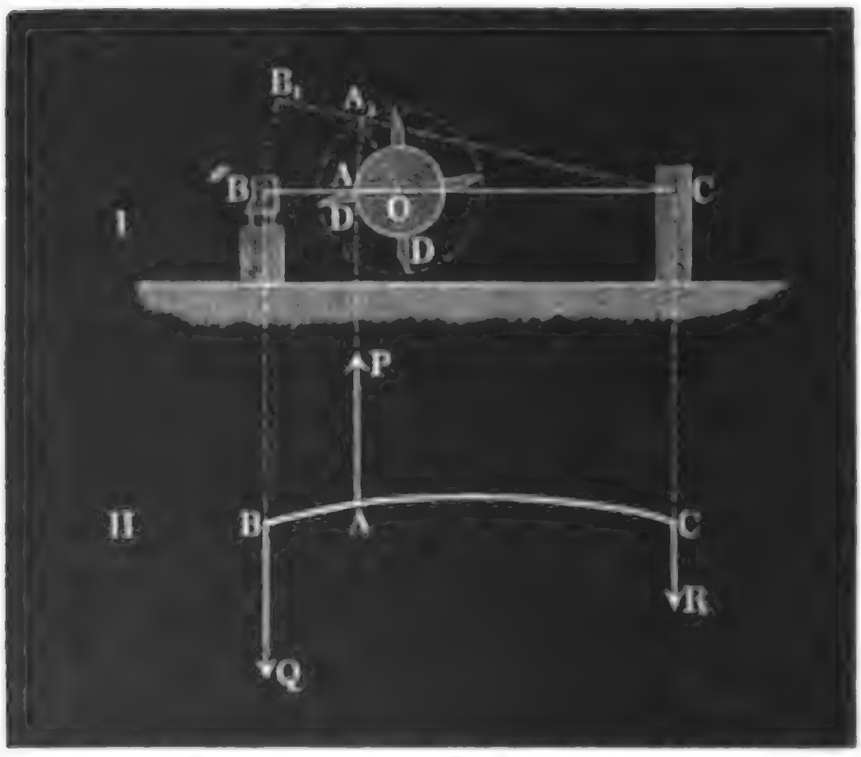


Fig. 973.



drehungsebene der Hammerwelle parallel zur Drehungsaxe des Hammers oder die Axe der Hammerwelle parallel zur Bewegungsebene des Hammers liegt, ein Aufwerfhammer. Bei beſonderen Localverhältniſſen legt man wohl auch die Wellaxe der Schwanzhämmer parallel oder ſchief gegen die Bewegungs-

Digitized by Google

ebene des Hammers. Dieſe Abweichungen gehören jedoch keineswegs zu den Vorzügen einer Hammerwerksanlage. Die hier aufgeführten Hämmer dienen in der Regel zum Schmieden des Eiſens, Kupfers und anderer Metalle, jedoch verwendet man ſie auch zum Zerpochen der Steine und anderer harten Körper, endlich kommen dieſelben auch beim Walken des Tuches und Leders u. ſ. w. zur Anwendung. Die Walkhämmer (ſ. §. 459) ſind den Stirnhämmern beizuzählen. Hebelhämmer

Bei gleicher Länge der Welldaumen oder gleichem Wege des Kraftpunktes und bei gleicher Helmlänge, letztere von der Drehungsaxe bis zum Schwerpunkt des Hammers gemeſſen, giebt der Schwanzhammer den größten, der Bruſthammer einen mittleren und der Stirnhammer den kleinſten Hammerhub; und deshalb iſt es zur Erzielung einer gleichen Wirkung nöthig, den letzteren Hämmern, zumal aber dem Stirnhammer, ein größeres Gewicht zu geben als den Schwanzhämmern.

Einen weſentlichen Unterſchied unter dieſen drei Hammerſyſtemen giebt noch die Anwendung einer Prallvorrichtung oder eines ſogenannten Reitels (franz. rabat; engl. recoil). Durch dieſe Vorrichtung wird der Hammer, nachdem ihn der Welldaumen verlaſſen hat, in ſeinem weiteren Aufſteigen verhindert und gegen den Ambos zurückgeworfen, ſo daß beinahe die Zeit $t = \frac{2v}{g}$ gewonnen wird, welche der Hammer ohne den Reitel zu ſeinem Aufſteigen auf und zu ſeinem Herabfallen von der Höhe $\frac{v^2}{2g}$ nöthig hat, wobei ſeine Geſchwindigkeit erſt allmälig von v in Null und dann von Null in v übergeht. In Folge dieſes Zeitgewinnes kann natürlich auch der Hammer in einer gegebenen Zeit eine größere Anzahl von Schlägen machen, und folglich auch bei derſelben Hitze mehr Eiſen ausgeſchmiedet werden als bei einem Hammer ohne Reitel. Es iſt daher die Anwendung eines Reitels bei allen denjenigen Hammerwerken von großem Vortheil, welche zum Ausſchmieden und zur Herſtellung verſchiedener Eiſenſorten dienen, wogegen diejenigen Hämmer, welche nur den Zweck haben, größere Eiſenmaſſen dichter zuſammenzuſchlagen, von Schlacken zu befreien und zur weiteren Verarbeitung vorzubereiten, eine Prallvorrichtung nicht erfordern. Hierher gehören vorzüglich die großen Stirn- und Bruſthämmer, welche dazu dienen, die aus dem Puddelofen genommenen Luppen zuſammenzudrücken und zu formiren, bevor ſie zwiſchen die Walzen des Walzwerkes gelangen. Die kleineren Bruſthämmer, namentlich aber die ſogenannten Aufwerfhämmer, zumal aber die Schwanzhämmer werden dagegen ſtets mit einer Prallvorrichtung ausgerüſtet, da dieſelben vorzüglich zum Ausſchmieden und weiteren Verarbeiten des Eiſens dienen.

Was die Prallvorrichtung oder den Reitel ſelbſt anlangt, ſo beſteht dieſe

Digitized by Google

Hebelhämmer. entweder in einem Prallſtock oder in einem Prallbalken. Der Prallſtock iſt ein ſenkrecht in die Erde eingeſetzter Holzſtock mit einer eiſernen Kopfplatte, auf welche der gehörig armirte Schwanz des Hammers aufſchlägt, wogegen der Prallbalken in einem etwas nach hinten geneigten Balken beſteht, welcher an dem hinteren Ende an zwei Stellen mit einem beſonderen Theil des Hammergerüſtes feſt verbunden iſt, und gegen deſſen vorderes freies Ende der Hammerkopf oder der Nacken des Hammerhelmes anſchlägt.

§. 484. In Hinſicht auf die Leiſtung iſt zwiſchen den verſchiedenen Hebelhämmern ein weſentlicher Unterſchied nicht zu machen. Bezeichnet G das Gewicht des Hammers B, und p die Acceleration, mit welcher derſelbe emporſteigt, ſo iſt die Kraft zum directen Aufheben deſſelben:

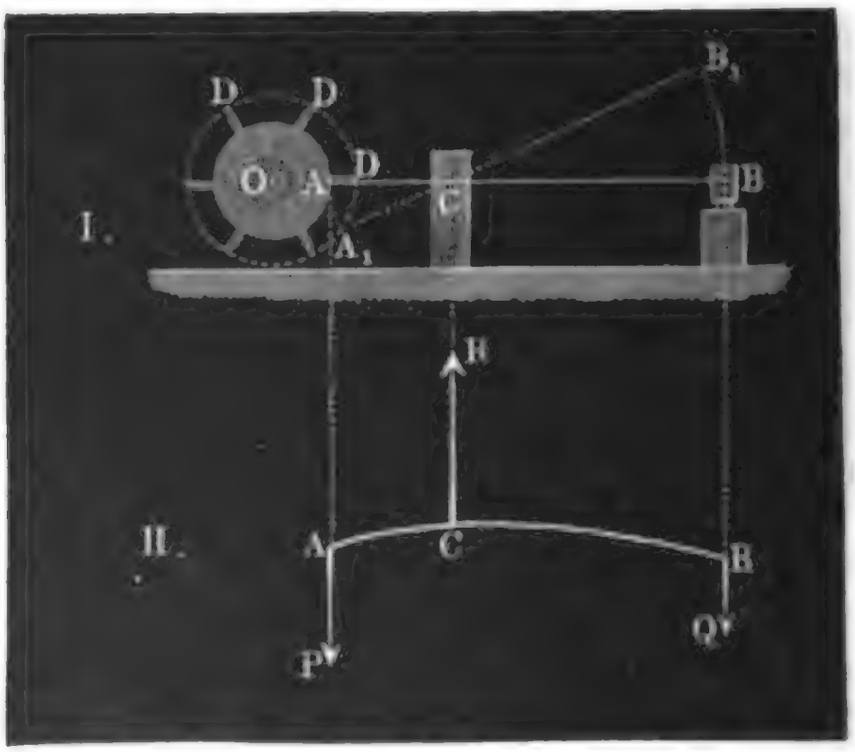
$$Q = G + Mp = \left(1 + \frac{p}{g}\right) G;$$

bezeichnet man ferner den Kraftarm oder den Abſtand $\overline{CA}$ des Angriffspunktes A der Kraft von der Drehungsaxe C durch a, und den Laſtarm oder den Abſtand $\overline{CB}$ des Schwerpunktes B des Hammers von eben dieſer Axe durch b, ſo hat man für alle Hebelhämmer die Größe der indirecten Kraft zum Aufheben des Hammers:

$$P = \frac{b}{a} Q = \left(1 + \frac{p}{g}\right) \frac{b}{a} G.$$

Dagegen iſt der aus P und Q reſultirende Axendruck bei dieſen verſchiedenen Hammerſyſtemen verſchieden. Beim Schwanzhammer ACB. Fig. 974, iſt dieſer Druck

Fig. 974.



Digitized by Google

Hebelhämmer.

$$R = P + Q = \left(1 + \frac{b}{a}\right) Q = \left(1 + \frac{b}{a}\right)\left(1 + \frac{p}{g}\right) G,$$

und zwar am größten; beim Stirnhammer ABC, Fig. 975, iſt derſelbe nur

$$R = Q - P = \left(1 - \frac{b}{a}\right) Q = \left(1 - \frac{b}{a}\right)\left(1 + \frac{p}{g}\right) G,$$

und beim Bruſthammer BAC, Fig. 976, wo a kleiner, alſo $\frac{b}{a}$ ein unächter Bruch iſt, fällt der Arendruck

Fig. 975.

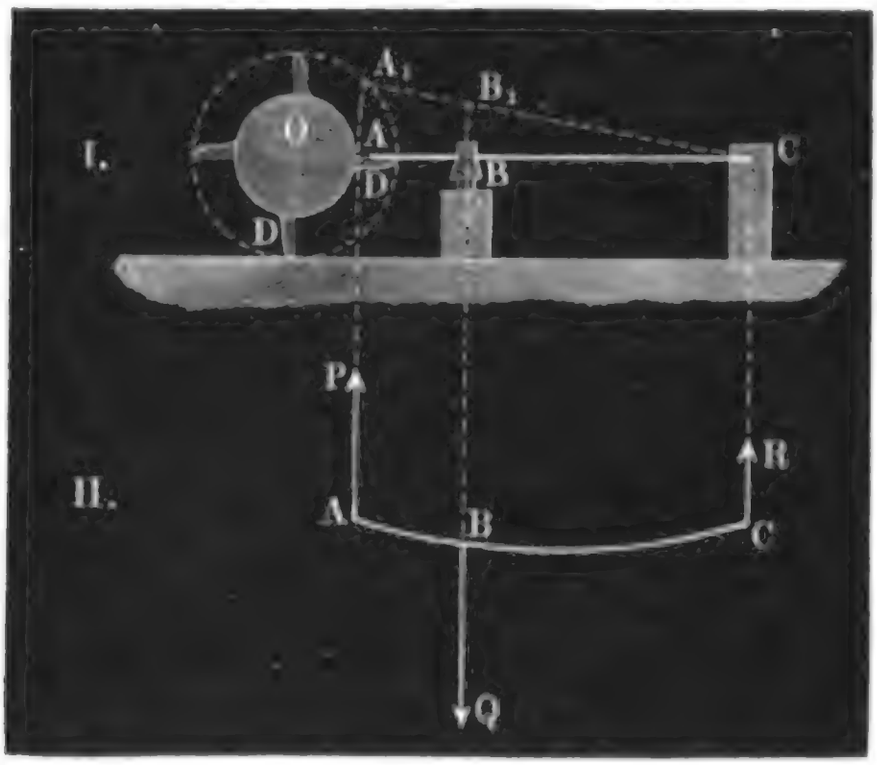
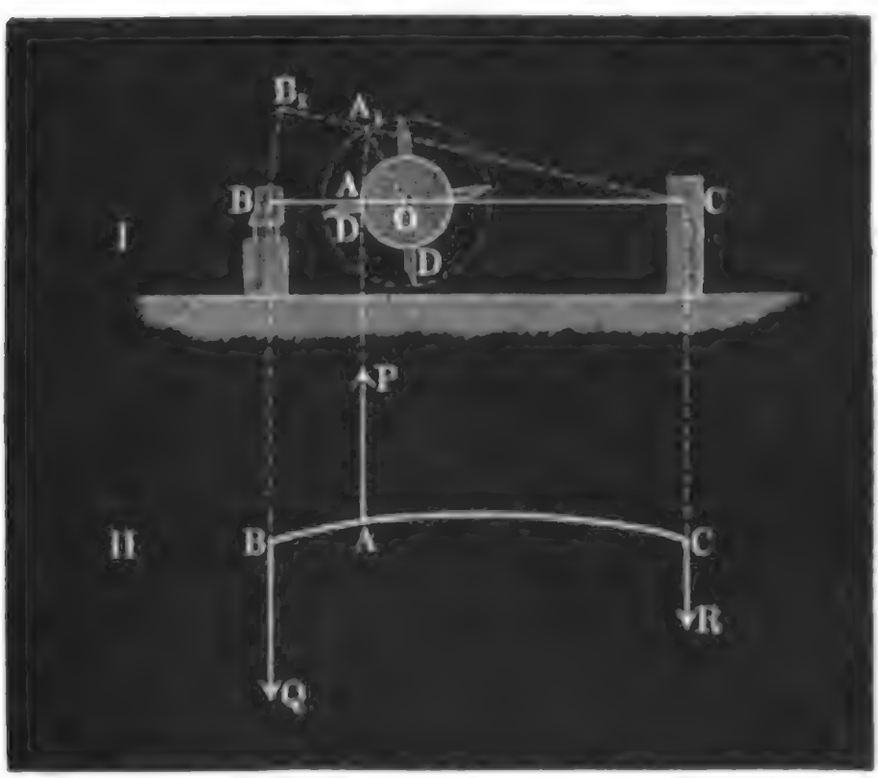


Fig. 976.



Digitized by Google

Hebelhämmer.

$$R = P - Q = \left(\frac{b}{a} - 1\right) Q = \left(\frac{b}{a} - 1\right)\left(1 + \frac{p}{g}\right) G,$$

negativ aus, ist also derselbe von unten nach oben gerichtet.

Ist φ der Reibungscoefficient und r der Halbmesser der Zapfen des Hammers, so hat man die auf den Kraftpunkt A reducirte Zapfenreibung $F = \varphi \frac{r}{a} R$, und es folgt daher die Kraft zum Aufheben eines Schwanzhammers, mit Einschluß der Zapfenreibung:

$$P = \frac{b}{a} Q + \left(1 + \frac{b}{a}\right) \varphi \frac{r}{a} Q = \frac{\left(b + \varphi r \left(1 + \frac{b}{a}\right)\right)}{a}\left(1 + \frac{p}{g}\right) G,$$

dagegen die zum Aufheben eines Stirnhammers:

$$P = \frac{b}{a} Q + \left(1 - \frac{b}{a}\right) \varphi \frac{r}{a} Q = \frac{\left(b + \varphi r \left(1 - \frac{b}{a}\right)\right)}{a}\left(1 + \frac{p}{g}\right) G,$$

und die zum Aufheben eines Brusthammers:

$$P = \frac{b}{a} Q + \left(\frac{b}{a} - 1\right) \varphi \frac{r}{a} Q = \frac{\left(b + \varphi r \left(\frac{b}{a} - 1\right)\right)}{a}\left(1 + \frac{p}{g}\right) G.$$

Es ist also in Folge der Zapfenreibung, unter übrigens gleichen Verhältnissen, die Kraft zur Bewegung eines Schwanzhammers größer als die zur Bewegung eines Stirn- oder Brusthammers. Hieraus ist jedoch in Beziehung auf die vortheilhafte Kraftverwendung eine Folgerung zum Nachtheil der Schwanzhämmer nicht zu machen, denn da bei diesen Hämmern die Daumen der Hammerwelle von oben nach unten, die der übrigen Hämmer aber von unten nach oben wirken, so wird durch die Daumenkraft P der Zapfendruck, und daher auch die Zapfenreibung der Hammerwelle, bei dem Schwanzhammer vermindert, und bei dem Stirn- und Brusthammer vergrößert, folglich hierdurch der Vortheil der letzteren wieder aufgehoben, zumal da der Halbmesser der Zapfen der Hammerwelle größer ist als der der Zapfen des Hammers, also bei gleichem Gewichte der armirten Welle, das Moment der Reibung an den Zapfen der Welle größer ausfällt als das Moment der Reibung an den Zapfen des Hammers.

In Hinsicht auf die Tragkraft des Hammerhelmes findet dagegen ein wesentlicher Unterschied zwischen diesen Hammersystemen statt. Bei dem Schwanzhammer wird das Hammerhelm wie der Balken ACB, Fig. 977, II, gebogen, und es ist das Moment der biegenden Kraft:

$$Pa = Qb = \left(1 + \frac{p}{g}\right) G b;$$

bei dem Stirnhammer erhält dagegen das Hammerhelm eine Biegung wie der Balken ABC, Fig. 978 II, wobei das Biegungsmoment

Digitized by G

$$Rb = P(a-b) = \frac{Qb(a-b)}{a} = \left(1+\frac{p}{g}\right)\left(1-\frac{b}{a}\right)Gb$$ Hebelhämmer

iſt; und bei dem Bruſthammer, welcher wie der Balken BAC, Fig 979 II. (a. f. S.), gebogen wird, fällt das Biegungsmoment

$$Ra = Q(b-a) = \left(1+\frac{p}{g}\right)G(b-a) = \left(1+\frac{p}{g}\right)\left(1-\frac{a}{b}\right)Gb$$

aus.

Fig. 977.

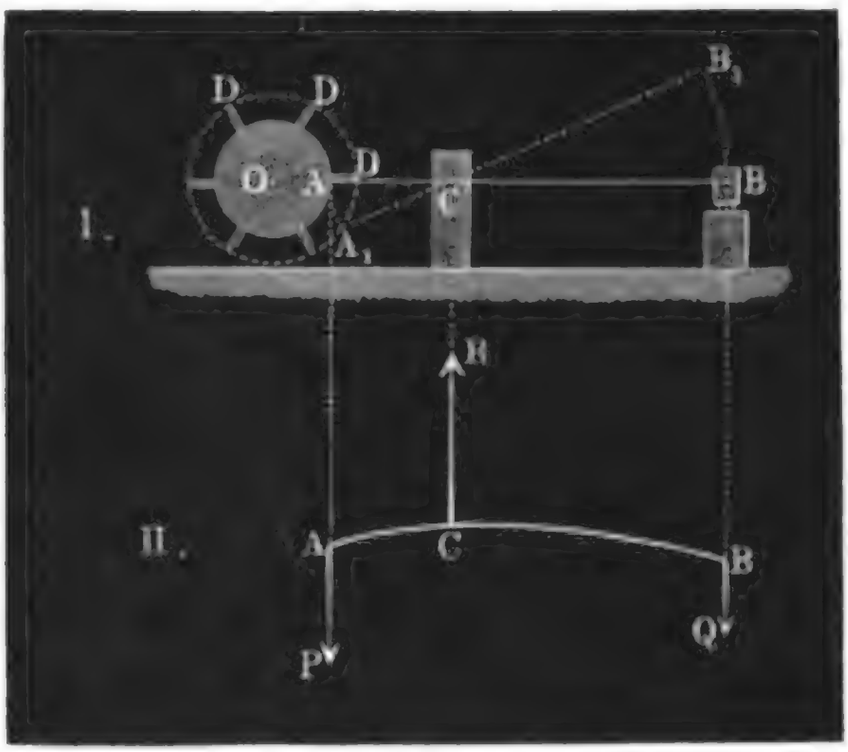
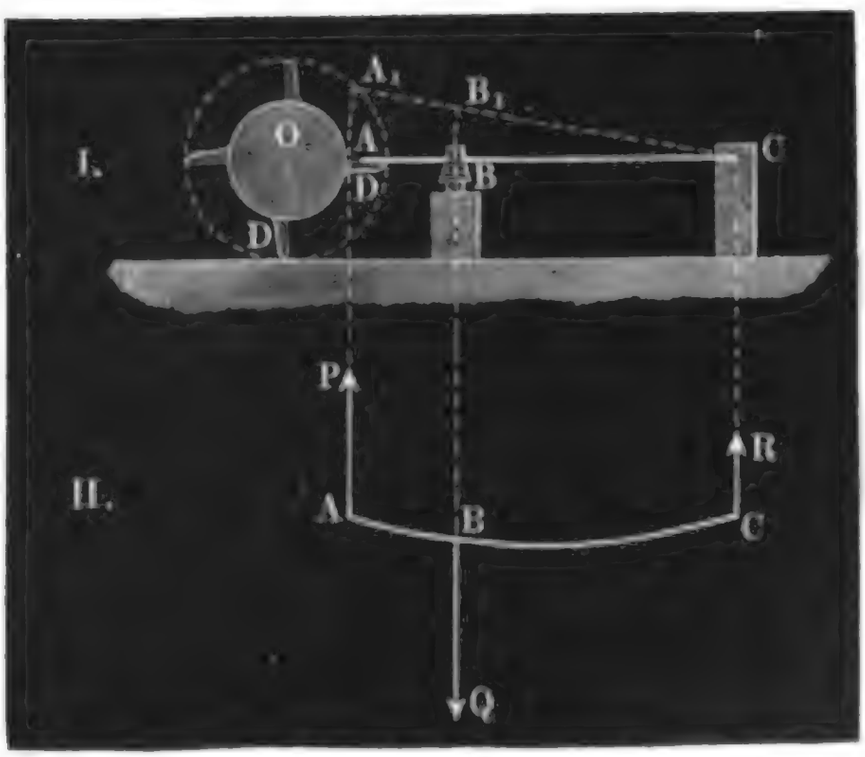


Fig. 978.



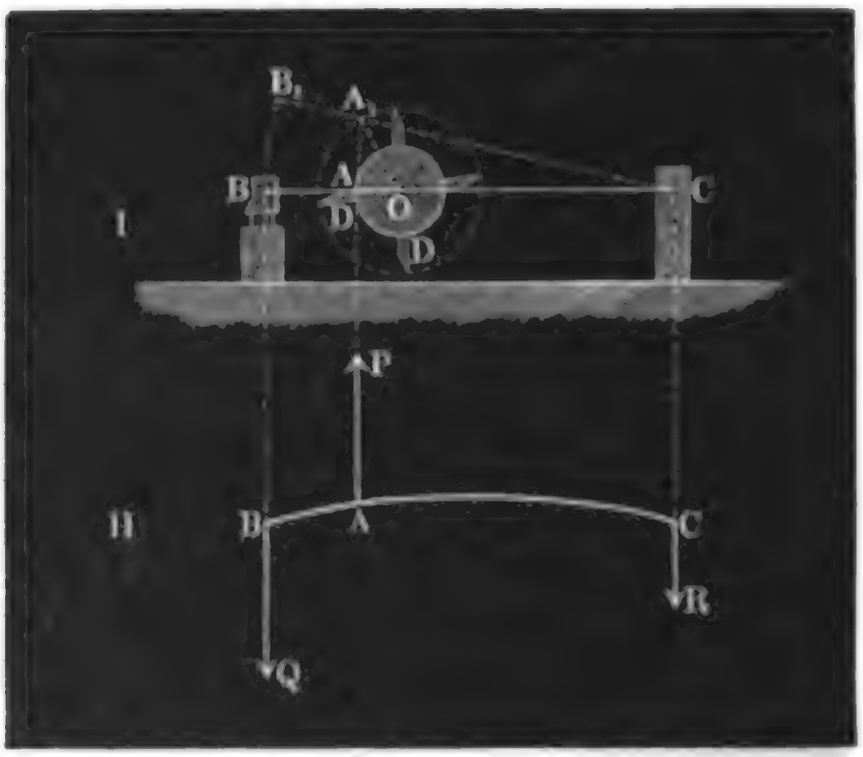
Digitized by Google

Hebelhämmer

Es verhält ſich alſo das Biegungsmoment des Helmes vom Schwanz- hammer zu dem vom Stirn- und zu dem vom Bruſthammer, wie

$$1 : \left(1 - \frac{b}{a}\right) : \left(1 - \frac{a}{b}\right),$$

Fig. 979.



z. B. für $\frac{b}{a} = {}^4/_5$ (beim Stirnhammer) und $\frac{a}{b} = {}^3/_4$ (beim Bruſt- hammer), wie

$$1 : {}^1/_5 : {}^1/_4 \quad \text{oder wie} \quad 20 : 4 : 5.$$

Bezeichnet h_1 die Höhe und b_1 die Breite des Hammerhelmes, ſowie T den Tragmodul deſſelben, ſo läßt ſich ſetzen

1) für Schwanzhämmer:

$$b_1 h_1^2 = \frac{\left(1 + \frac{p}{g}\right) G b}{{}^1/_6 T}.$$

2) für Stirnhämmer:

$$b_1 h_1^2 = \frac{\left(1 + \frac{p}{g}\right)\left(1 - \frac{b}{a}\right) G b}{{}^1/_6 T} \quad \text{und}$$

3) für Bruſthämmer:

$$b_1 h_1^2 = \frac{\left(1 + \frac{p}{g}\right)\left(1 - \frac{a}{b}\right) G b}{{}^1/_6 T}$$

(ſ. Band I, §. 220).

Digitized by Google

Wenn nun hiernach die Schwanzhämmer den Nachtheil haben, daß ſie ſtärkere Hammerhelme erfordern, ſo gewähren ſie dagegen die Vortheile, daß ſie einfachere Hammergerüſte nöthig haben, und um den Amboß herum für das Schmieden mehr Raum frei laſſen. Hebelhämmer.

§. 485. Die Schwanzhämmer dienen vorzüglich zum Ausſchmieden feinerer Eiſenſorten, werden aber auch mit Vortheil zur Anfertigung gröberer Eiſenſorten, ſowie zum Zängen der Luppen bei der Herdfriſcherei verwendet. Der eigentliche Hammer oder der Hammerkopf beſteht entweder aus Guß- oder aus Schmiedeeiſen, wiegt 100 bis 600 Pfund und wird bei jedem Hube $^3/_4$ bis 2 Fuß hoch gehoben. Je nach der Größe dieſer Hämmer iſt die Anzahl der Schläge, welche dieſelben in der Minute machen 80 bis 300. Schwanzhämmer.

Bei gußeiſernen Hämmern erhält die Hammerbahn durch Gießen in eiſernen Schalen die nöthige Härte, ſchmiedeeiſerne Hämmer werden dagegen zu dieſem Zwecke an der Bahn verſtählt. Um die Ausführung von Reparaturen zu erleichtern, wendet man nicht ſelten ſtatt der feſten Hammerbahnen beſondere Einſätze oder ſogenannte Kerne an, welche mittels Nuth und Falz mit dem Hammerkopf feſt verbunden werden.

Dieſe Kerne beſtehen aus Schmiedeeiſen und ſind nur an der Grundfläche verſtählt. Die Hammerbahn hat je nach der Größe des Hammers eine Breite von $^1/_2$ bis 2 Zoll und eine Länge von 12 bis 24 Zoll. Der Amboß beſteht ebenfalls entweder aus Guß- oder aus Schmiedeeiſen, und letzterer wird, wie der Hammer, entweder verſtählt oder erhält einen Kerneinſatz. Uebrigens iſt es nöthig, daß ſich die Bahn des Hammers und die des Ambоßes nur vorn berühren und daß dieſe Bahnen nach hinten, der mittleren Dicke der anzufertigenden Eiſenſtäbe entſprechend, divergiren.

Um beſondere Eiſenſorten anzufertigen, wendet man entweder auf dem Hammer und dem Amboß feſtzukeilende Kerne mit Geſenken an, oder man bedient ſich ſcheerenartiger Geſenke, welche mittels eines längeren Stieles von den Händen eines Hülfsarbeiters gehalten werden. Die Axen der beiden Geſenke ſtehen rechtwinkelig zur Bewegungsebene des Hammers und bilden zuſammen einen der anzufertigenden Eiſenſorte entſprechenden hohlen prismatiſchen Raum, z. B. für Rundeiſen einen hohlen Cylinder.

Der Amboß wird auf der gußeiſernen Chabotte feſtgekeilt, welche zu dieſem Zwecke mit einer Vertiefung verſehen iſt, und auf gleiche Weiſe wird die Chabotte im Kopfe des Chabotten- oder Hammerſtockes befeſtigt. Der letztere iſt gewöhnlich ein größtentheils in die Erde verſenkter hölzerner Stock von 3 bis 4 Fuß Durchmeſſer und 6 bis 10 Fuß Höhe, und ruht entweder auf Felſengrund oder auf Steinſchotter oder auf einem hölzernen Roſt (Pfahlroſt).

Digitized by Google

Schwanzhämmer.

Die Chabotte bildet gewöhnlich einen Würfel von 18 bis 24 Zoll Seitenlänge; zuweilen giebt man ihr auch die Gestalt eines aufrechtstehenden Cylinders. Um dieselbe im Hammerstocke fest verkeilen und ihr durch eingetriebene Keile eine feste Unterlage verschaffen zu können, umgiebt man noch den Kopf des Hammerstockes mit drei bis vier starken eisernen Ringen. Da der Hammer vorzüglich an der Stirnseite aufschlägt, so legt man die Chabotte etwas nach hinten geneigt in den Chabottenstock und giebt dem letzteren auch eine kleine Neigung nach hinten.

Das Hammerhelm besteht gewöhnlich aus Holz und zwar vorzüglich aus Buchenholz, jedoch hat man auch in neuerer Zeit Hammerhelme aus Eisenblech in Anwendung gebracht. Die gewöhnlichen buchenen Hammerhelme sind 12 bis 16 Fuß lang und 12 bis 20 Zoll dick und werden wie ein gewöhnlicher vierkantiger Balken aus dem Rundholze beschlagen. Zur Armirung des Hammerhelmes gehört außer dem Hammer oder Hammerkopfe die Hammerhülse oder der Wagring, der Schwanz- oder Sohlring und die sogenannten Helmringe. Die Hammerhülse wird so auf das Hammerhelm aufgekeilt, daß die durch ihre Zapfen gebildete Axe rechtwinkelig zu den Seitenflächen des Helmes zu liegen kommt und von dem einen Ende desselben doppelt soviel absteht als vom anderen. Wenn die Hammerhülse mit dem Helme gehörig verbunden ist, so werden die ungefähr 2 Zoll breiten und $^1/_2$ Zoll dicken Helmringe, und zwar vorzüglich in der Nähe der Hammerhülse, sowie des Hammerkopfes und des Schwanzringes aufgetrieben. Hierauf erfolgt das Auftreiben des Schwanz- oder Sohlringes mittels Holz- und Eisenkeilen. Dieser Ring hat einen doppelten Zweck; er dient nicht allein der Kraft, sondern auch dem Prallstocke als Angriffspunkt. Zu diesem Zwecke erhält er nicht allein eine größere Breite und Dicke als ein gewöhnlicher Helmring, sondern auch noch einen besonderen Kopf, den Prallkopf, womit derselbe auf den Prallstock aufschlägt. Damit der Schwanzring von dem aufschlagenden Welldaumen vom Schwanze nicht herabgezogen werde, giebt man ihm eine schräge Lage, wobei er oben dem Hammerkopfe etwas näher steht als unten.

Der eigentliche Hammer oder der Hammerkopf ist mit besonderer Sorgfalt auf das Hammerhelm aufzukeilen, da derselbe der unmittelbaren Wirkung des Stoßes ausgesetzt ist. Man bewerkstelligt diese Verbindung des Hammers mit dem Helme erst dann, wenn die Zapfen der mit dem Helme fest verkeilten Hammerhülse bereits in ihren Lagern ruhen. Zur Sicherheit und Dauerhaftigkeit dieser Verbindung tragen schmiedeeiserne Federn oder sogenannte Hammerseelen wesentlich bei (s. F. Fonn »Ueber die Vorrichtung eines künstlichen Hammerhelbkopfes, in Rittinger's Erfahrungen im berg- und hüttenmännischen Maschinen, Bau- und Aufbereitungswesen«, Jahrgang 1858, sowie auch den ersten Band der Schrift »Die Stabeisen- und

Stahlbereitung in Friſchherden, Freiberg 1858«, welche überhaupt das Praktiſche der Schwanzhammerwerke ſehr ausführlich behandelt). Schwanzhämmer.

Bei den gewöhnlichen Hammerwerken haben dieſe Federn bei einer Dicke von 1 Zoll, eine Breite von 5 bis 6 Zoll und eine Länge von 30 Zoll. Von denſelben kommt die eine auf den Rücken und die andere auf die Bruſt, und zwar mit der halben Dicke, ins Holz zu liegen. Auch verſieht man die hinteren Enden dieſer Federn mit Klauen, womit ſich dieſelben noch tiefer in das Holz des Hammerhelmes einhaken, und hält ſie durch drei bis vier eiſerne Ringe auf dem letzteren feſt. Nachdem man den Hals des Hammerhelmes gehörig vorgerichtet hat, wird der Hammer mittels einer eiſernen Stange über denſelben geſteckt, und wenn nun derſelbe hierbei ſeine richtige Lage gegen die Axe und gegen den Amboß hat, ſo werden noch zur Befeſtigung Holz- und Eiſenkeile vom Kopfe aus in das Helmende eingetrieben. Um einen ſchadhaften Helm wieder gebrauchen zu können, ſoll man Federn von $5\frac{1}{2}$ bis $7\frac{1}{2}$ Fuß Länge, 5 bis $7\frac{1}{2}$ Zoll Breite und $1\frac{1}{2}$ bis 2 Zoll Dicke einziehen und durch 8 Ringe befeſtigen, dann die ſchadhaften Stellen des Helmhalſes wegſchneiden und durch neue Holzſtücke erſetzen. Auf den ſo ergänzten Hammerhelmhals wird nun der Hammer aufgeſchoben und zunächſt durch $4\frac{1}{2}$ Fuß lange, 4 bis 6 Zoll breite und am Rücken $1\frac{1}{2}$ Zoll dicke Holzkeile, zuletzt aber noch durch kleine Holz- und Eiſenkeile, am Helme feſtgekeilt.

§. 486. Die Hammer- oder Daumenwelle (der Grindel) eines Schwanzhammers beſteht gewöhnlich in einem Stück Baumſtamm von Tannen-, Lärchen- oder Eichenholz von 18 bis 24 Fuß Länge und 2 bis $2\frac{1}{2}$ Fuß Dicke. Wenn es an hinreichend ſtarkem Stammholze mangelt, muß man entweder eine ſchmiedeeiſerne oder eine aufgeſattelte Holzwelle in Anwendung bringen. Die ſchmiedeeiſernen Zapfen der Welle ſind 3 bis 6 Zoll dick und 4 bis 6 Zoll lang, und die Flügel, womit dieſelben in den Wellenhälſen ſitzen, erhalten eine Länge von 18 bis 30 Zoll. Nachdem man die Wellenhälſe mit drei bis vier Eiſenringen umgeben hat, werden die Zapfenflügel in denſelben feſtgekeilt. Daumen oder Ertel beſtehen aus Schmiedeeiſen und ſind überdies noch verſtählt. Zu ihrer Verbindung mit der Welle dient ein ſtarker gußeiſerner Ring oder Kranz, der Daumen- oder Wellkranz, welcher 15 bis 24 Zoll breit und $2\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$ Zoll dick iſt und auf der Welle feſt aufgekeilt wird. Um die ſchmiedeeiſernen Daumen einſetzen zu können, ſind auf der Außenfläche des Wellkranzes 3 bis 10 Löcher von 4 bis 8 Zoll Breite und Länge angebracht. In dieſen Löchern, und zwar an der vordern, dem Helme zugekehrten Seite derſelben, werden die Daumen durch Holz- und Eiſenkeile ſo befeſtigt, daß von der ganzen

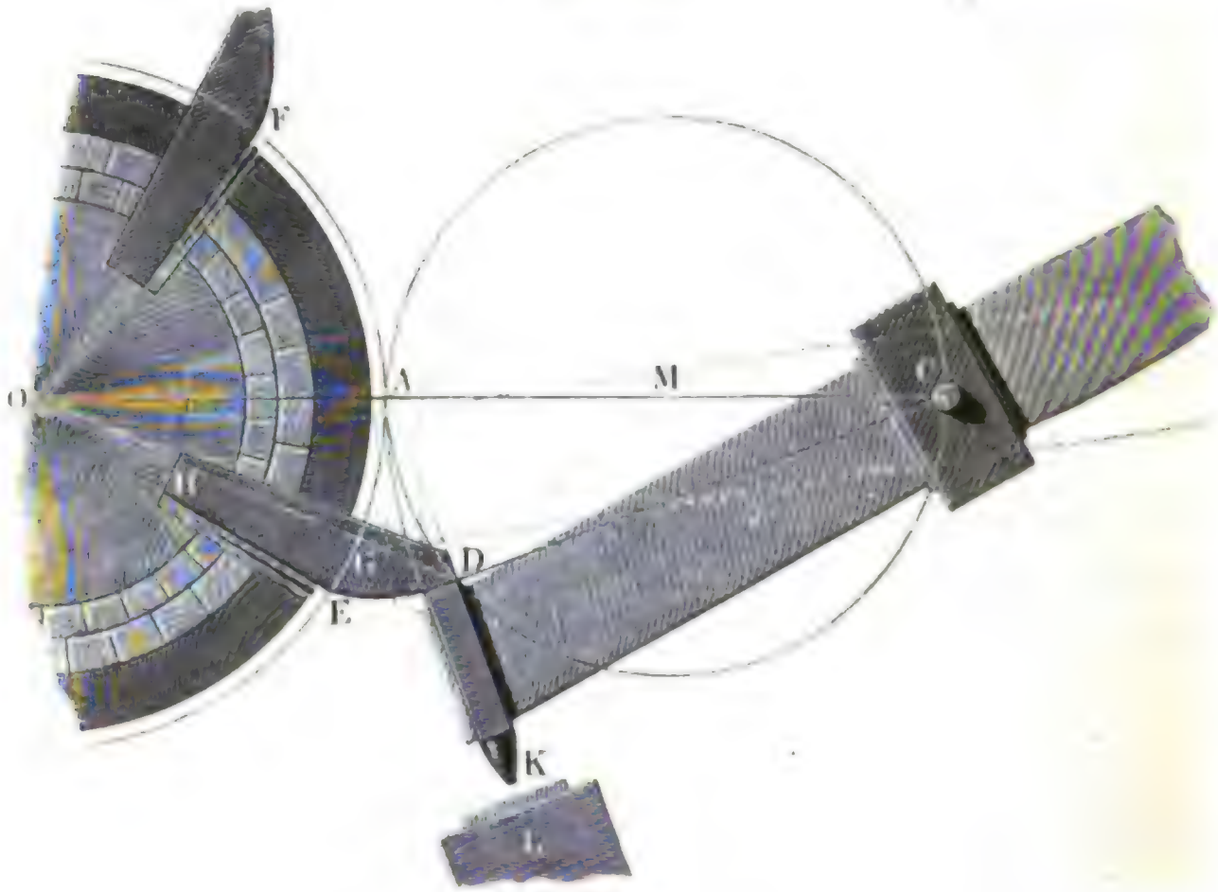
Digitized by Google

Schwanzhämmer

12 bis 18 Zoll betragenden Länge eines Daumens nur ein Stück von 3 bis 4 Zoll Länge aus dem Kranze hervorragt.

Die Vorderfläche eines Daumens iſt, wenn man verlangt, daß derſelbe in allen Stellungen rechtwinkelig gegen die Oberfläche des Schwanzringes drücken ſoll, nach einer Epicycloide zu formen (ſ. §. 69). Zu dieſem Zwecke beſchreibt man mit der halben Schwanzlänge $MC = MA$, Fig. 980, des

Fig. 980.



Hammers und mit dem geometriſchen Halbmeſſer OA der Daumenwelle zwei Kreiſe, trägt an CA den Winkel $ACD = \beta$ an, um welchen das Hammerhelm beim Anheben des Hammers gedreht werden ſoll und wälzt den Bogen AD als AE auf den zweiten Kreis ab; der hierbei von D beſchriebene Epicycloidenbogen DE giebt die Form der Vorderfläche eines Daumens $DEHG$ an. Der Einfachheit wegen erſetzt man auch dieſen Epicycloidenbogen durch einen Kreisbogen, deſſen Mittelpunkt in der Sehne AD oder in der Verlängerung derſelben angenommen wird. Iſt die Länge des Kraftarmes, $CA = a$, und die des Laſtarmes, d. i. die Entfernung des Schwerpunktes des Hammers von der Drehungsaxe C, $= b$ (vergl. §. 484), und bezeichnet man die Hubhöhe des Hammers, d. i. die Höhe, auf welche der Schwerpunkt deſſelben durch den Welldaumen gehoben wird, durch h, ſo läßt ſich ſetzen:

Schmiedhämmer

$$arc.\beta = sin.\beta = \frac{h}{b} \quad \text{oder} \quad \beta^0 = 57{,}296^0 \cdot \frac{h}{b}$$

und

$$\text{Bog. } AD = \text{Bog. } AE = a \,.\, arc.\beta = \frac{a\,h}{b}.$$

Bezeichnet man ferner den Halbmeſſer OA des Theilkreiſes des Wellkranzes durch r, ſo hat man für den Centriwinkel $AOE = \alpha$, um welchen ſich die Welle beim Aufheben des Hammers dreht:

$$\alpha^0 = \frac{a}{r}\beta^0 = 57{,}296^0 \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{h}{r}.$$

Dieſer Daumenwinkel α muß in einem beſtimmten Verhältniſſe $v = \frac{\alpha}{\psi}$ zum Theilwinkel $EOF = \psi$, welcher die Entfernung zwiſchen zwei benachbarten Daumen oder den ſogenannten Zulauf derſelben mißt, ſtehen.

Iſt n die Hübigkeit der Welle oder die Anzahl der Daumen eines Hammers, ſo hat man auch

$$\psi = \frac{360^0}{n},$$

daher auch

$$\alpha = \psi v = \frac{360^0 v}{n}.$$

Macht die Hammerwelle pr. Minute u Umdrehungen, ſo iſt die Zeit eines Hammerſpieles, von einem Angriffe bis zum andern:

$$t = \frac{60''}{n\,u},$$

und die eines Anhubes

$$t_1 = v\,t = \frac{60''\,v}{n\,u}.$$

Wird nun der Hammer von dem Reitel faſt momentan zurückgeworfen, ſowie ihn der Daumen verlaſſen hat, ſo kann man die Zeit zum Zurückfallen und Ruhen des Hammers:

$$= t - t_1 = (1 - v)\,t = (1 - v)\,\frac{60''}{n\,u}$$

annehmen.

Da der Hammer in der Zeit t_1 auf die Höhe h ſteigt, ſo läßt ſich die Geſchwindigkeit des aufſteigenden Hammers

$$v = \frac{h}{t_1} = \frac{n\,u\,h}{60\,v},$$

und die Zeit zum Fallen des Hammers

$$t_2 = \sqrt{\frac{2\,h}{g} + \left(\frac{v}{g}\right)^2} - \frac{v}{g}$$

(ſ. §. 475) ſetzen.

Digitized by Google

Schwanzhämmer.

Nun iſt aber zu fordern, daß $t_2 < t - t_1$ ſei, daher folgt

$$\sqrt{\frac{2h}{g} + \left(\frac{v}{g}\right)^2} < \frac{v}{g} + (1 - \nu)\, t,$$

oder

$$\frac{2h}{g} < \frac{2(1-\nu)\, t v}{g} + (1-\nu)^2 t^2,$$

oder, da $t v = \frac{h}{\nu}$ iſt,

$$\frac{2h}{g}\left(1 - \frac{1-\nu}{\nu}\right) < (1-\nu)^2 t^2.$$

und man hat folglich

$$\frac{\nu(1-\nu)^2}{2\nu - 1} > \left(\frac{nu}{60}\right)^2 \frac{2h}{g}$$

zu fordern.

Jedenfalls iſt hiernach $2\nu > 1$, oder $\nu > {}^1/_2$, ſchreiben wir deshalb $\nu = 0{,}5 + \mu$, ſo können wir annähernd

$$\frac{\nu(1-\nu)^2}{2\nu - 1} = \frac{(0{,}5+\mu)(0{,}5-\mu)^2}{2\mu} = \frac{1}{16\mu},$$

ſetzen, alſo

$$\mu < \frac{1}{16} \cdot \left(\frac{60}{nu}\right)^2 \frac{g}{2h}$$

und

$$\nu < 0{,}5 + \frac{1}{32}\left(\frac{60}{nu}\right)^2 \frac{g}{h}$$

fordern.

Macht ein Hammer (Zerrennhammer) pr. Minute $nu = 120$ Schläge von $h = 1{,}5$ Fuß Hub, ſo iſt hiernach

$$\nu < 0{,}5 + \frac{31{,}25}{32 \,.\, 1{,}5}\left(\frac{60}{120}\right)^2 < 0{,}5 + 0{,}163,$$

d. i.

$$\nu < 0{,}663$$

zu machen.

Nimmt man dagegen für einen Reckhammer, $nu = 240$ und $h = 1$ Fuß an, ſo erhält man

$$\nu < 0{,}5 + \frac{31{,}25}{32 \,.\, 1}\left(\frac{60}{240}\right)^2 < 0{,}5 + 0{,}061.$$

d. i.

$$\nu < 0{,}561.$$

Da der Hammer auch noch auf eine kleine Höhe frei ſteigt, ehe er auf den Reitel ſtößt und da ihm dieſer wegen Mangels an vollkommener Elaſticität auch nicht die volle Geſchwindigkeit v zurückgiebt, ſo iſt zur

Digitized by Google

Sicherheit wenigſtens v nicht größer als 0,5, oder praktiſchen Vorſchriften zufolge (ſ. Tunner's citirte Schrift) Schwanzhämmer.

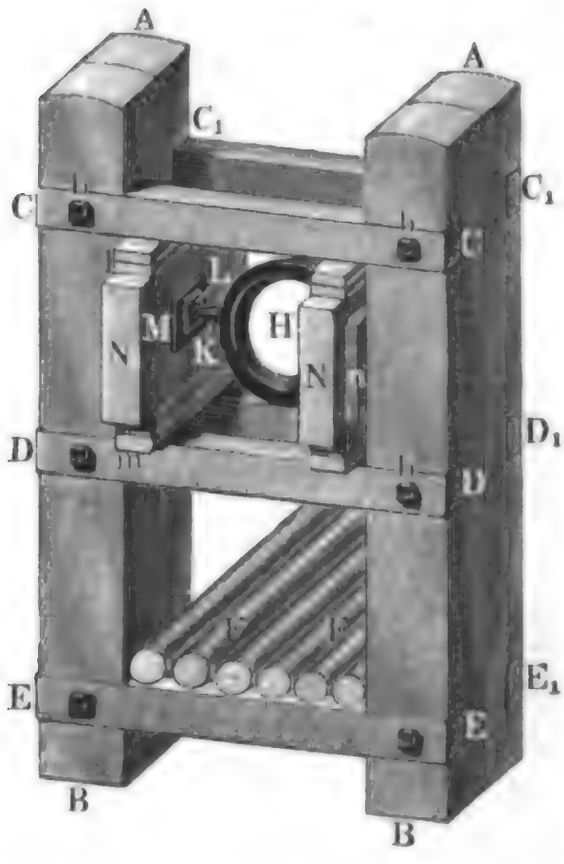
$$v = 0{,}4 = {}^{2}/_{5}$$

in Anwendung zu bringen.

§. 487. Das Hammergerüſte (franz. l'ordon; engl. the frame) wird ſehr gewöhnlich aus Holz, namentlich Lärchen- oder Fichtenholz, in der neueren Zeit aber auch nicht ſelten aus Gußeiſen hergeſtellt. Die Haupttheile deſſelben ſind die beiden Büchſenſäulen oder Gerüſtſtöcke, wodurch der Drehungsaxe des Hammers die erforderliche fixe Lage gegeben wird. Hölzerne Gerüſtſäulen, wie AB, AB, Fig. 981, beſtehen aus einem Paar ſtarker einfacher, oder aus zwei Stücken zuſammengeſetzter Stämme von 12 bis 14 Fuß Länge, welche reichlich zur Hälfte in den Grund verſenkt werden. Dieſe Säulen ſind unter einander durch drei Paar Gerüſtbänder, wie CC, C_1C_1, DD, EE u. ſ. w., und mittels ſtarker Schraubenbolzen b, b... feſt zu verbinden. Um dem ganzen Gerüſte die nöthige Stabilität zu verſchaffen, wendet man in Steiermark eine ſogenannte Schwerbrücke an, welche man aus 4 bis 8 Zoll dicken Holzſtämmchen F, F zuſammenſetzt. Dieſe Brücke legt man quer über die unteren Gerüſtbänder EE, EE, ſo daß ſie noch 5 bis 6 Fuß an beiden Seiten vorſtehen, und belaſtet man durch Steinſchotter und zwiſchenliegende Steinpflaſter von 6 bis 8 Zoll Höhe. Die ſchmiedeeiſerne Hammerhülſe H kommt mittels ihrer koniſchen Zapfen oder Warzen, wie z. B. K, in die gußeiſernen Büchſen oder Reinl L zu liegen. Die hierzu dienenden koniſchen Löcher in denſelben ſind ungefähr ${}^{3}/_{4}$ Zoll tief und äußerlich 2 Zoll weit. Um eine größere Druckfläche zu erhalten, ſetzt man ſie nicht unmittelbar in die hölzernen Büchſenlager oder ſogenannten Reinlbeile N, N, ſondern erſt in ſchmiedeeiſerne Lager, wie M von 3 bis 4 Zoll Dicke und 8 bis 12 Zoll Seitenlänge ein. Man kann aber auch die Büchſen mit ihrem Lager aus einem Stücke

Hammergerüſte.

Fig. 981.

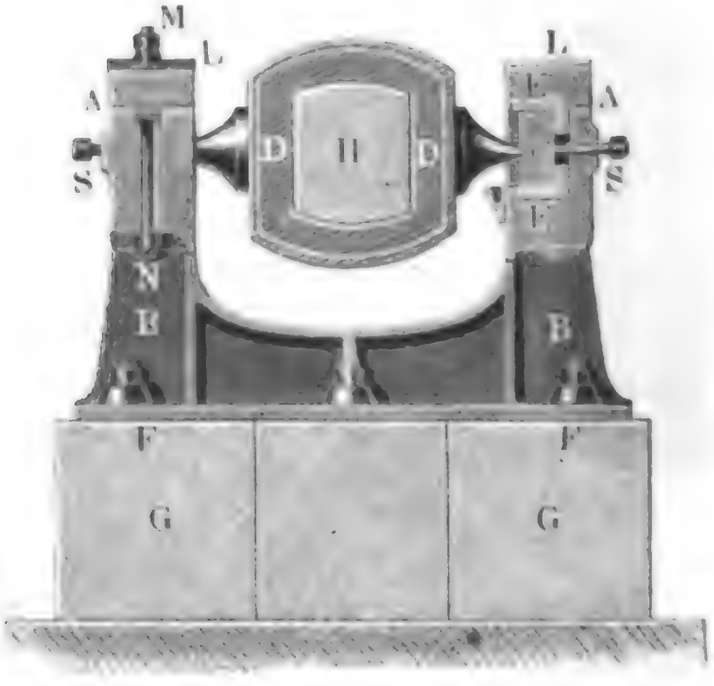


Digitized by Google

Hammergerüſte. verſtähltem Schmiedeeiſen beſtehen laſſen und in derſelben gleich mehrere Zapfenlöcher anbringen, um ſie nicht ſogleich auswechſeln zu müſſen, wenn auch eins dieſer Löcher ſchadhaft geworden iſt. Die Zapfenträger oder Reinlbeile kommen zwiſchen die oberen Gerüſtbänder *CC*, *DD* ... zu liegen, welche ungefähr 4 Fuß von einander abſtehen, und erhalten durch hölzerne Einlagen und Keile *l*, *m*, *n* ... die nöthige feſte Lage. Dadurch iſt es natürlich auch möglich, die Hammerhülſe ſammt dem Hammer etwas vor- oder rückwärts, ſowie rechts oder links zu verſchieben, ſie auch, dem geforderten Hube entſprechend, etwas höher oder tiefer zu ſtellen, alſo überhaupt in die gehörige Lage zu bringen.

Da die Hammergerüſte dem Wechſel zwiſchen Feuchtigkeit und Trockenheit ſehr ausgeſetzt und deshalb nicht ſelten ſchon nach 10 bis 15 Jahren ſoweit in Fäulniß übergegangen ſind, daß die Auswechſelung eines neuen Hammergerüſtes nöthig iſt, ſo conſtruirt man in neueren Zeiten dieſelben auch ſehr gewöhnlich aus Gußeiſen, um ſo mehr, da ſie auch noch einfacher ausfallen und weniger Raum in Anſpruch nehmen, als hölzerne Hammergerüſte. Ein ſolches Hammergerüſte beſteht in der Hauptſache aus einem gußeiſernen Bocke *A B B A*, Fig. 982, welcher mittels einer Fußplatte *F F* auf dicke Holzſchwellen *G*, *G* ... aufgeſchraubt wird und, zur Aufnahme der Büchſen oder Zapfenlager, mit den nöthigen Seitenlöchern verſehen iſt. In der Abbildung ſieht man in *D D* die Hammerhülſe mit den koniſchen Zapfen, wie *CD*, und mit dem Hammerhelme *H*. Auch iſt auf der einen Seite der Durchſchnitt einer Büchſe *C* ſammt den metallenen Einlagen *E*, *E* und die Stellſchraube *S* dargeſtellt. Endlich ſind beide Büchſen von oben noch durch gußeiſerne Deckel *L*, *L* bedeckt, welche durch je zwei Schraubenbolzen, wie z. B. *M N*, mit den Ständern *A B*, *A B* feſt verbunden werden.

Fig. 982.



Zu einem vollſtändigen Hammergerüſte gehört natürlich auch noch das Lagergerüſte der Hammerwelle. Bei den gewöhnlichen Hammerwerken

ruhen die Zapfen der Hammerwelle in Lagern von Gußeiſen oder einer Metalllegirung, z. B. Hartblei, einer aus Blei und Antimon beſtehenden Compoſition, und es werden dieſe Lager in hölzerne Angewäge (ſ. §. 8) eingeſetzt, welche auf ein hölzernes Lagergerüſte zu liegen kommen. Das Lagergerüſte in der Nähe des Waſſerrades beſteht ſehr gewöhnlich nur in einer aus Längen- und Querſchwellen gebildeten Holzbank, wogegen das Lagergerüſte in der Nähe des Daumenringes aus zwei 6 bis 7 Fuß tief in das Erdreich eingeſetzten Zapfenſtöcken beſteht, welche durch zwei Paar Holzbänder mit einander verbunden ſind und, nach Befinden noch durch eine Schwerbrücke feſtgehalten werden. Dieſe Zapfenſtöcke erhalten der Länge nach Löcher von $1/2$ Fuß Breite und 3 Fuß Höhe, worin die Enden der Angewäge zu liegen kommen. Da die Welle beim Anſchlagen eines Daumens gegen den Schwanz des Hammers an der Hammerſeite eine bedeutende Reaction auszuhalten hat, ſo iſt natürlich nöthig, das Zapfenlager noch mit einem Deckel zu verſehen und den letzteren in ein beſonderes Angewäge einzuſetzen, welches, wie das des Zapfens, in den Löchern der Zapfenſtöcke verkeilt wird.

Hammergerüſte.

Bei eiſernen Hammerwerken ruht die Hammerwelle auf gußeiſernen Böcken, welche mittels Fuß- und Sohlplatten auf ein über ein Sohlgemäuer liegendes Schwellwerk aufgeſchraubt werden (ſ. Fig. 20 in §. 8). Die Zapfenlager, welche entweder feſt auf den Köpfen dieſer Böcke ſitzen oder auf dieſe aufgeſchraubt werden, erhalten noch bronzene Lagerſchalen und aufzuſchraubende Lagerdeckel, wie Fig. 380 in §. 173, Band II, vor Augen führt.

§. 488. Die Umtriebsmaſchine eines Hammerwerkes, insbeſondere die eines Schwanzhammerwerkes, beſteht entweder in einem Waſſerrade oder in einer Dampfmaſchine. Da die Schwanzlänge gewöhnlich ein Drittel der ganzen Helmlänge eines Schwanzhammers iſt, ſo beträgt der Weg h_1 des Schwanzendes pr. Hub auch nur die Hälfte des Hammerhubes h_0, macht man daher die Theilung oder den Bogenabſtand s zwiſchen je zwei Daumen $= {}^5{}_2$mal h_1 (ſ. §. 486), ſo folgt

Umtriebsmaſchine des Schwanzhammers

$$s = {}^5/_2 \cdot {}^1/_2 h_0 = {}^5/_4 h_0,$$

und bezeichnet nun noch n die Hübigkeit der Hammerwerke oder die Anzahl der Daumen eines Hammers, ſowie r den Theilkreishalbmeſſer oder den Halbmeſſer des Daumenkreiſes, ſo iſt

$$2\pi r = ns = {}^5/_4 nh_0$$

und daher

$$r = {}^5/_4 \frac{nh}{2\pi} = 0{,}2\, nh_0.$$

Digitized by Google

Umtriebsmaſchine der Schwanzhämmer.

Für $h_0 = 1$ Fuß iſt $r = 0{,}2\,n$, und für $h_0 = 1{,}5$ Fuß, $r = 0{,}3\,n$. Hiernach iſt nun für $n = 6$, der erforderliche Halbmeſſer des Daumenkreiſes:

$$r = 0{,}2\,.\,6 = 1{,}2 \text{ bis } 0{,}3\,.\,6 = 1{,}8 \text{ Fuß},$$

und für $n = 8$:

$$r = 0{,}2\,.\,8 = 1{,}6 \text{ bis } 0{,}3\,.\,8 = 2{,}4 \text{ Fuß}.$$

Um keine zu große Aufſattelung der Welle nöthig zu haben, macht man r nicht über 2,5 Fuß und daher die Hübigkeit der Welle höchſtens $= 12$. Aus der verlangten Anzahl n_1 der Hammerſchläge pr. Minute und der Hübigkeit n folgt nun die Anzahl der Umdrehungen der Hammerwelle pr. Minute, $u = \frac{n_1}{n}$, z. B. für $n_1 = 120$ und $n = 8$, $u = 15$, dagegen für $n_1 = 240$ und $n = 12$, $u = 20$.

Den kleinſten Halbmeſſer eines oberſchlägigen Waſſerrades, $a = 5$ Fuß angenommen, folgt nun hiernach die kleinſte Umfangsgeſchwindigkeit deſſelben, wenn es unmittelbar auf die Heblingswelle aufgeſetzt wird:

$$v = \frac{\pi u a}{30} = 0{,}1047\,.\,15\,.\,5 = 7{,}851 \text{ Fuß}.$$

Läßt man das Aufſchlagewaſſer mit der Geſchwindigkeit $c = 2v = 15{,}7$ Fuß in das Rad eintreten (ſ. Band II, §. 157), ſo folgt das nöthige Gefälle zur Erzeugung dieſer Geſchwindigkeit:

$$h_2 = \frac{c^2}{2g} = 0{,}016\,.\,15{,}7^2 = 3{,}94 \text{ Fuß}.$$

Da von dieſem Gefälle durch den Stoß des Waſſers im Rade nur die Hälfte, alſo $\frac{1}{2} h_2 = \frac{1}{2} \frac{c^2}{2g} = 1{,}97$ Fuß nutzbar gemacht wird, ſo bleibt vom ganzen Gefälle h des Rades nur das nutzbare Gefälle $h - \frac{1}{2} h_2 = h - 1{,}97$ Fuß übrig. Um bei der großen Eintrittsgeſchwindigkeit $c = 15{,}7$ Fuß des Waſſers daſſelbe nach vollbrachtem Stoße ſo viel wie möglich im Rade zurückzuhalten, iſt es nöthig, das Rad, namentlich an der Eintrittsſtelle, mit einem Mantel, wie Fig. 421, §. 207, Band II, zu umgeben, um ſo mehr, da bei der großen Umdrehungszahl u (15) des Rades, auch die Centrifugalkraft des Waſſers in demſelben eine ſehr große iſt.

Es iſt für den größten Werth der Neigung χ des Waſſerſpiegels in den Radzellen (ſ. Band II, §. 166)

$$\sin.\,\chi = \frac{a}{k} = \frac{\omega^2 a}{g} = \left(\frac{\pi u}{30}\right)^2 \frac{a}{g} = \frac{\pi u v}{30\,g} = \frac{0{,}1047\,.\,uv}{g}$$
$$= 0{,}00335\,uv = 0{,}00335\,.\,15\,.\,7{,}851 = 0{,}3945,$$

wonach $\chi = 23^\circ 14'$ folgt.

Hiernach iſt nun leicht zu ermeſſen, daß ſich bei dieſer großen Neigung der Oberfläche des Waſſers in den Radzellen noch ein großer Theil des Waſſers

Digitized by Google

der Wirkung im Rade entziehen wird und ſchließlich die Nutzleiſtung eines ſolchen oberſchlägigen Hammerrades nicht oder wenigſtens nicht anſehnlich größer ausfallen wird, als die eines einfachen unterſchlägigen Hammerrades, zumal wenn man daſſelbe mit hohlen Blechſchaufeln ausrüſtet. Ponceleträder (ſ. Band I, §. 200) und Turbinen mit horizontaler Axe und theilweiſer Beaufſchlagung eignen ſich bei Gefällen von 6 bis 12 Fuß beſonders zum directen Betrieb von Hammerwerken, weil dieſelben bei gehöriger Anordnung und Conſtruction 15 bis 30 Umdrehungen pr. Minute machen, welche auch die Hammerwelle zu machen hat. Dagegen laſſen ſich die gewöhnlichen ober- und mittelſchlägigen Waſſerräder nicht unmittelbar auf die Daumenwelle eines Schwanzhammers aufſetzen, ſondern es iſt hier ein Vorgelege nöthig, welches die Umdrehungsgeſchwindigkeit mindeſtes verdoppelt. Ein ſolches Vorgelege beſteht aus einem größeren und einem kleineren Rade, wovon das erſtere auf die Waſſerrad- und das andere auf die Hammerwelle zu ſetzen iſt. Iſt z. B. die Umdrehungszahl des Waſſerrades, $u_1 = 6$ und ſoll die der Hammerwelle, $u = 18$ ſein, ſo hat man die Umdrehungsgeſchwindigkeit durch das Zahnräderwerk zu verdreifachen und daher dem Zahnrade auf der Waſſerradwelle drei Mal ſo viel Zähne zu geben, als dem Zahnrade auf der Daumen- oder Hammerwelle. Damit die Zähne dieſer Vorgelegsräder durch die Stöße beim Aufſchlagen der Daumen auf den Schwanz des Hammers nicht beſchädigt oder zerbrochen werden und das Waſſerrad möglichſt gleichförmig umgehe, iſt es noch nöthig, ein Schwungrad auf die Hammerwelle aufzuſetzen.

Umtriebsmaſchine der Schwanzhämmer.

Da endlich die einfachen kleineren Hochdruckdampfmaſchinen pr. Minute 30 bis 40 Spiele machen (ſ. Band II, §. 470), ſo laſſen ſich die Hammerwellen mittels des gewöhnlichen Krummzapfenmechanismus durch ſolche Dampfmaſchinen in Umtrieb ſetzen. Gewöhnlich bedient man ſich dann zum Umtriebe eines Schwanzhammers einer Dampfmaſchine mit oſcillirendem Cylinder (ſ. Fig. 722, §. 437, Band II). Es iſt dann die Hammerwelle mit einem Krummzapfen verſehen, welcher von der Kolbenſtange des oſcillirenden Dampfcylinders unmittelbar umgedreht wird, und zur Ausgleichung der veränderlichen Wirkung der Kraft und Laſt, noch ein Schwungrad auf die Hammerwelle aufgeſetzt.

§. 489. Ein eigenthümliches unterſchlägiges Hammerrad, welches bei ſteiermärkiſchen Hammerwerken angewendet wird, beſchreibt der Herr Sectionsrath Tunner in der Schrift »Die Stabeiſen- und Stahlfabrikation in Friſchherden u. ſ. w.« Ein ſolches Waſſerrad hat keine Arme, ſondern beſteht in der Hauptſache in einer Aufſattelung der Hammerwelle (ſ. §. 464), auf deren Umfang die Schaufeln eingezapft ſind. Dieſe Aufſattelung wird aus Holzſtücken von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Fuß Länge zuſammengeſetzt, welche an den

Steiermärkiſches Hammerrad

Digitized by Google

Steiermärkisches Hammerrad.

Seiten so zugerichtet sind, daß ihre Querschnitte sogenannte Ringstücke (s. Ingenieur Fig. 52, Seite 88) bilden und daß sie, gehörig in einander gezwängt, die Welle in zwei dicken Reifen umschließen.

Um ein Fortrutschen des Sattels auf der Welle zu verhindern, giebt man der letzteren an der Stelle der Auffattelung einen eckigen Querschnitt oder nagelt die unteren Sattelhölzer auf den Umfang der Welle auf. Diesen Holzsattel umgiebt man außen mit zwei starken Eisenringen und verkeilt man mit Keilen aus Lärchenholz, welche man in die Masse des Holzes eintreibt. Endlich stemmt man am Umfange des Sattels zwischen den beiden Radreifen die Löcher für die Zapfen aus, wodurch die Radschaufeln mit dem Sattel verbunden werden. Um eine größere Umdrehungsmasse zu erhalten, wodurch bekanntlich die Ungleichförmigkeit der Umdrehungsbewegung herabgezogen wird, rüstet man mit besonderem Vortheile die Hammerräder mit gußeisernen Schaufeln aus, und um die Wirkung des Wassers durch Stoß zu vergrößern, giebt man diesen Schaufeln gleich beim Guß die nöthige Krümmung. Daß solche löffelförmige Schaufeln dem Wasser ein größeres Arbeitsvermögen entziehen, als ebene Schaufeln, ist schon aus der allgemeinen Hydraulik (s. Band I, §. 460, oder die Experimentalhydraulik §. 47 und §. 51) bekannt.

Um die hydraulischen Nebenhindernisse bei der Zuführung des Wassers möglichst herabzuziehen, muß man das Schußgerinne möglichst kurz machen, oder die Schutzmündung möglichst nahe an das Rad legen und deshalb im Aufschlaggerinne durch Anwendung eines abschüssigen Bodens, einen Wassersack bilden. Damit sich endlich bei ihrer großen Tiefe unter dem Wasserspiegel, die Schütze leicht ziehen lasse, läßt man diese nur an der oberen Kante aufliegen und hält deren unteres Ende durch zwei lange eiserne Zugstangen fest, deren Richtungen einen stumpfen Winkel von 93 bis 95 Grad mit der Ebene des Schutzbrettes einschließen (s. Fig. 421, §. 207, Band II). Um den Spielraum des Rades im Kropfe (Waturfch) so viel wie möglich vermindern zu können, macht man denselben aus Gußeisen. Sind dann auch noch die Radschaufeln von Eisen, so kann man die Weite dieses Spielraumes auf $^1/_2$ Zoll herabziehen.

Steiermärkisches Hammerwerk.

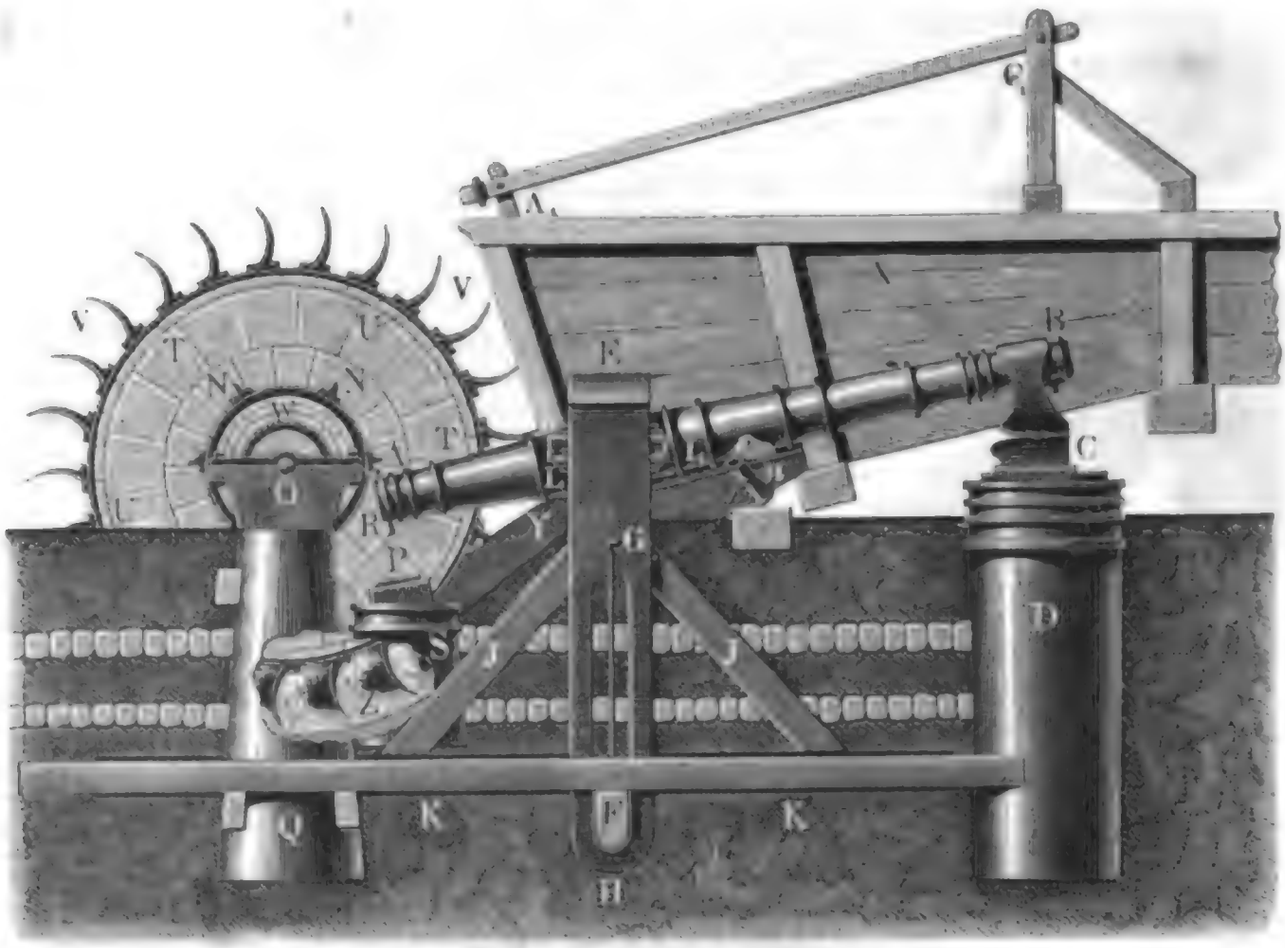
Die Anordnung und wesentliche Einrichtung eines steiermärkischen Schwanzhammers neuer Construction sammt Wasserrad u. s. w. ist aus Fig. 983 zu ersehen. Es ist AB das Hammerhelm, C der Amboß, D die Chabotte oder der Ambußstock, EF die eine von den beiden gußeisernen Büchsensäulen, welche durch ein eisernes Querhaupt E, durch einen Querbalken F und durch eine schmiedeeiserne Gabel, deren Zinken GH die Enden des Balkens F erfassen, mit einander verbunden sind. Auf dem Balken ruhen die Brückenhölzer KK, welche die sogenannte Schwerbrücke bilden, und um die

Digitized by Google

Stabilität der Büchſenſäulen noch zu erhöhen, werden dieſelben zugleich durch die Spreizen *J*, *J* geſtützt, welche unten in denjenigen Brückenhölzern eingelaſſen ſind, die an den inneren Seiten der Säulenfüße anliegen. Noch ſieht man

Steiermärkiſches Hammerwerk

Fig. 983.



in *LL* die Enden der Büchſen und in *M* den ſogenannten Bauer oder Knecht, wodurch der Hammer am Niederfallen verhindert wird, wenn es darauf ankommt, denſelben in Stillſtand zu verſetzen, ohne die Hammerwelle in ihrer Bewegung aufzuhalten. Der Schwanzring *R*, welcher am Ende *A* des Hammerhelmes ſitzt, wird von den Daumen *N*, *N*... der Hammerwelle *W* niedergedrückt und gegen die Reitelplatte *P* im Reitelſtocke *S* geſtoßen. Der auf der Hammerſeite befindliche Zapfen der Hammerwelle *W* liegt in dem geſperrten Zapfenlager *O*, welches den Kopf der Zapfenſäule *Q* bildet.

Die Umtriebsmaſchine iſt ein ſogenanntes Stockrad und beſteht aus dem hölzernen Sattel *TT*, den eiſernen Reifen *UU* und den gekröpften eiſernen Schaufeln *V*, *V*. Ferner iſt *X* das Aufſchlaggerinne und *Y* das daran anſtoßende Schußgerinne, welches in den Kropf *Z* ausläuft, der in der Abbildung durch Ausſchneiden des Zapfenſtockes *Q* und des Reitelſtockes *S* ſichtbar gemacht worden iſt. Von der Schütze iſt nur das Ende A_1 der Schützenſtange und der um C_1 drehbare Schützenſchwengel $A_1 C_1$ ſichtbar;

Digitized by Google

die Schütze und der eiserne Schützenhalter sind verdeckt; aber auch schon in Fig. 421, Band II, dargestellt worden.

Schwanzhämmer mit Dampfmaschinenbetrieb

§. 490. Ein Schwanzhammerwerk, welches durch eine oscillirende Dampfmaschine in Umtrieb gesetzt und vorzüglich in Maschinenbauwerkstätten angewendet wird, ist in Fig. 984 monodimetrisch dargestellt. Das gußeiserne Hammergerüste desselben ist bereits oben in §. 487 beschrieben und in

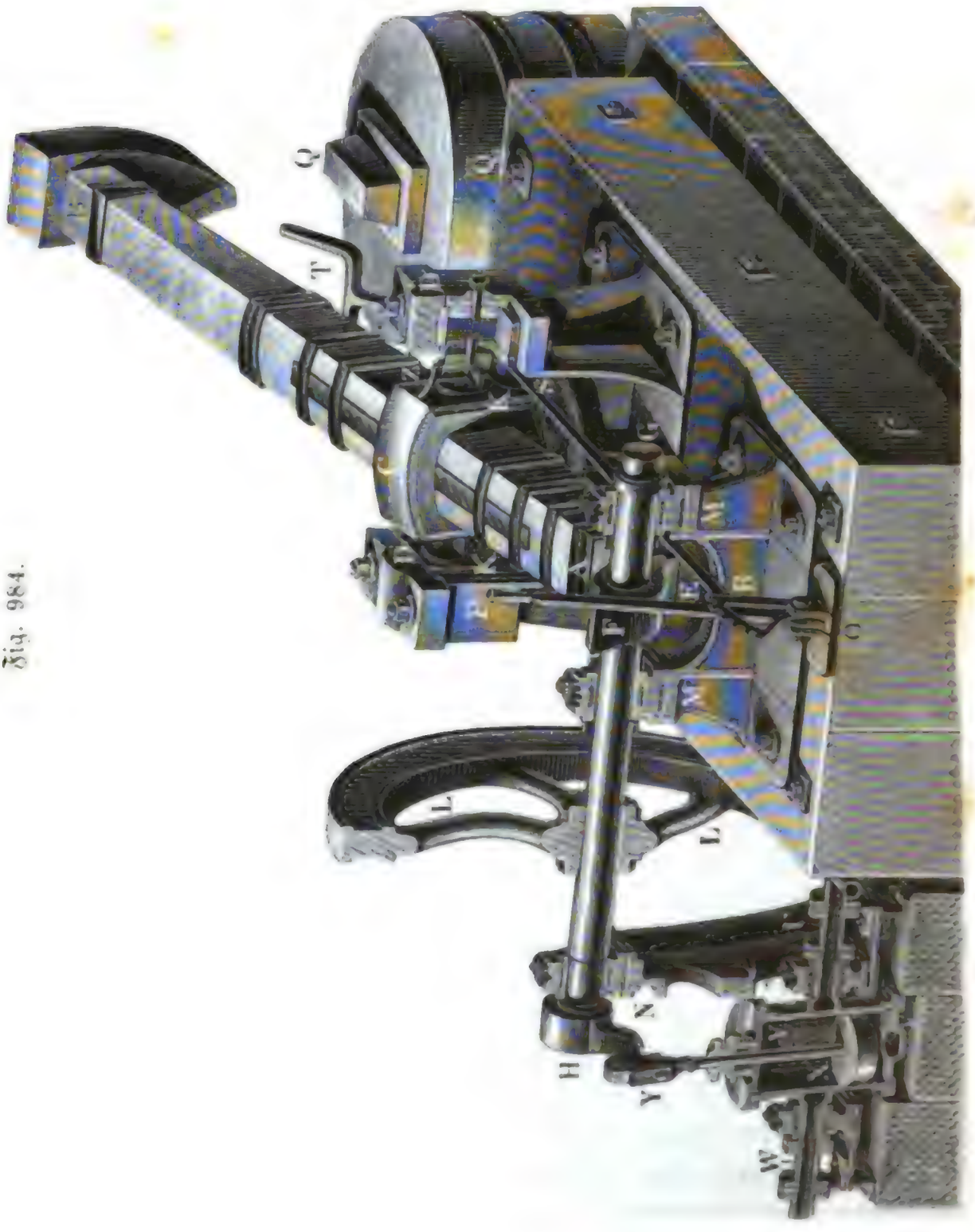
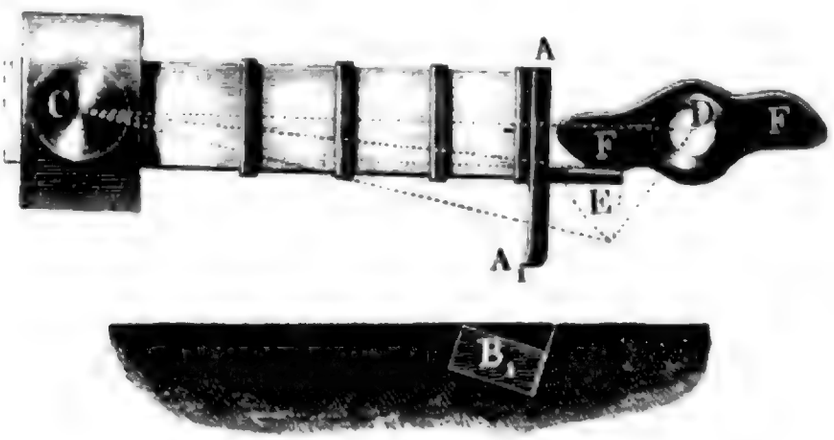


Fig. 984.

Schwanzhammer mit Dampfmaſchinenbetrieb.

Fig. 982 abgebildet. Der ſchmiedeeiſerne Hammer B deſſelben hat ein Gewicht von 200 Pfund und macht bei einem Hube von $1^1/_4$ Fuß, pr. Minute 120 Schläge. Das Hammerhelm AB iſt aus Buchen- oder Eſchenholz, es hat bei einer Breite von 9 und einer Höhe von $10^1/_2$ Zoll, eine Länge von 10 Fuß, wovon 3 Fuß auf den Schwanz kommen. Die Hammerhülſe iſt hier inſofern von der in Fig. 982 abgebildeten Hammerhülſe abweichend conſtruirt, als dieſelbe mit beſonders einzuſetzenden koniſchen Stahlzapfen, wie Z, ausgerüſtet iſt. Die Zapfen ſind da, wo ſie aus der Hülſe heraustreten, $1^7/_8$ Zoll dick und im Ganzen $4^1/_2$ Zoll lang. Um ſie in die Hammerhülſe eintreiben zu können, wird dieſelbe zu beiden Seiten mit ſchmiedeeiſernen Reifen belegt, auch ſind noch Keile K, K' einzutreiben, welche die Zapfen in der Hammerhülſe feſthalten. Zum Niederdrücken des Hammerſchwanzes CA von Seiten der Hammerwelle GH dienen zwei Daumen F, F, welche mit einer auf dieſe Welle aufzutreibenden Hülſe ein Ganzes ausmachen, wie Fig. 985 beſonders vor Augen führt. Dieſe Daumen ſtoßen aber nicht auf

Fig. 985.



den Schwanzring A, ſondern auf eine Knagge E, welche durch das Ende einer ſchmiedeeiſernen Stange gebildet wird, die durch mehrere Eiſenringe mit dem Schwanze des Hammers feſt verbunden iſt. In Fig. 985 iſt auch noch der Pralldaumen A_1 und der Prallſtock B_1 abgebildet.

Die Hammerwelle GH, Fig. 984, wird mittels der Kolbenſtange XY und des Krummzapfens YH von der oſcillirenden Dampfmaſchine VV in Umdrehung geſetzt, deren Drehungsaxe mit den Axen der beiden Röhren U und W zuſammenfällt, welche den Dampf zu- und abführen. Der Durchmeſſer des Dampfkolbens X iſt $8^1/_8$ Zoll und die Größe des Kolbenhubes 12 Zoll. Der zuſtrömende Dampf hat $4^1/_2$ Atmoſphären Spannung. Da die Hammerwelle nur zwei Daumen hat, ſo macht dieſelbe bei 120 Hammerſchlägen, pr. Minute $^{120}/_2 = 60$ Umdrehungen und folglich die Dampfmaſchine eben ſo viel Spiele. Uebrigens ruht dieſe Welle in vier

Digitized by Google

Schwanzhammer mit Dampfmaschinenbetrieb.

Lagern, wovon jedoch nur drei, nämlich M, M und N, abgebildet sind; endlich trägt diese Welle noch zwei Schwungräder, wie LL, von 5 Fuß Durchmesser und je 1100 Pfund Gewicht. Um den Hammer B plötzlich aufhalten zu können, ist noch eine Gabel T angebracht, welche mittels eines um die Axe O drehbaren Hebels OP und einer Zugstange RS aufgezogen wird. Diese Gabel ergreift dann das Hammerhelm und erhält den Hammer in seinem höchsten Stande, wobei der Schwanz E desselben gar nicht mehr von den Daumen F, F erreicht wird. Um den Hammer in Gang zu setzen, hat man dagegen den Hebel OP vorwärts zu bewegen; da sich dann die Gabel niederlegt, so hat der Hammer ein ungehindertes Spiel.

Noch sieht man in Q den Amboß, sowie in Q_1 den Chabottenstock des Hammerwerkes.

Aufwerfhämmer.

§. 491. Die sogenannten Aufwerfhämmer werden vorzüglich zum Zängen der Luppen und Ausschmieden gröberer Eisensorten angewendet, wiewohl dazu auch die Schwanzhämmer gebraucht werden können. Diese Hämmer sind 400 bis 1000 Pfund schwer, haben 16 bis 24 Zoll Hub und machen pr. Minute 80 bis 130 Schläge; sie sind also schwerer als die gewöhnlichen Schwanzhämmer zum Ausstrecken des Schmiedeeisens und gehen auch langsamer als diese, erhalten aber ebenfalls einen Stoßreitel, um die Zeit des Aufsteigens und Niederfallens soviel wie möglich abzukürzen. Das Hammerhelm eines Aufwerfhammers besteht gewöhnlich aus Buchenholz, ist 6 bis 8 Fuß lang, im Mittel 8 Zoll breit und 10 bis 12 Zoll dick. Dasselbe wird mit dem einen Ende im Auge der Hammerhülse und mit dem anderen im Auge des Hammers festgekeilt, und erhält bei zwei Drittel seiner Länge, von der Drehungsaxe aus gerechnet, für den Angriff der Welldaumen eine schmiedeeiserne Bekleidung, welche das Helm ringförmig umgiebt und an der unteren Seite des Helmes ein ungefähr 6 Zoll breites Blech, das sogenannte Streichblech, bildet. Die Hammerhülse ist entweder von Guß- oder von Schmiedeeisen; sie hat ein 9 bis 12 Zoll weites Auge und zwei konische Zapfen von mindestens 3 Zoll Länge. Um möglichst kurze Daumen zu erhalten, ist es nöthig, das Hammerhelm dem Daumenkranz möglichst nahe zu rücken und daher den einen Zapfen der Hammerhülse so kurz wie möglich zu machen; auf der anderen Seite erfordert aber wieder der excentrische Angriff des Daumens, daß die Länge der Drehungsaxe des Hammers möglichst groß sei, und deshalb giebt man dem zweiten Zapfen der Hammerhülse eine größere Länge als dem ersteren, auf der Seite der Hammerwelle befindlichen. Während das Ende des letzteren ungefähr 1 Fuß von der Mitte der Hülse absteht, giebt man dem Ende des zweiten vielleicht 2 Fuß Abstand von demselben Punkte.

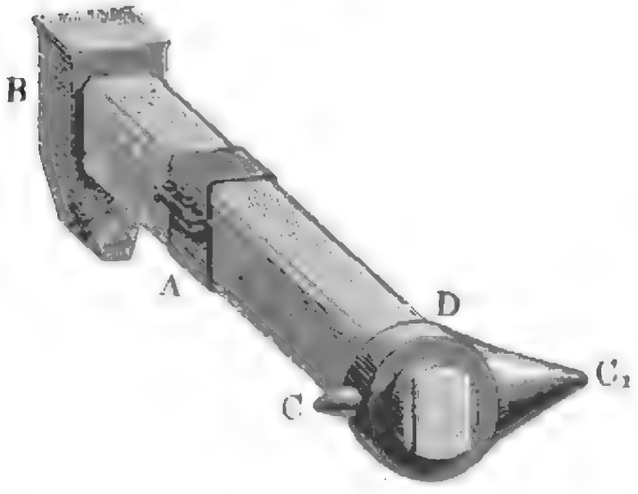
Die monodimetrische Abbildung in Fig. 986 führt einen armirten Auf-

Digitized by Google

werfhammer vor Augen. Es iſt hier B der Hammer, A das Streichblech und D die Hammerhülſe mit einem kurzen Zapfen C und einem langen Zapfen C_1. Aufwerfhämmer

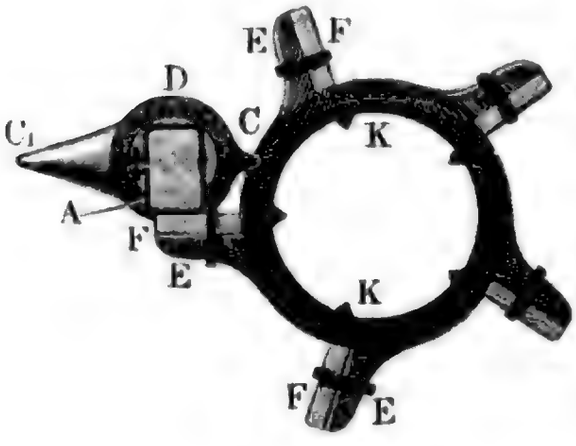
Zum Aufheben des Hammers dienen die Daumen oder Hebeköpfe. Dieſelben ſind mit dem Well- oder Hebekranze aus dem Ganzen gegoſſen und werden mit hölzernen Futterhölzern oder ſogenannten Fröſchen belegt, um den Stoß beim Ergreifen des Hammers zu mildern. Die Anzahl der Hebedaumen eines Wellkranzes iſt gewöhnlich vier bis fünf, folglich die erforderliche Anzahl der Umdrehungen der Welle, bei 100 Schlägen pr. Minute, $= {}^{100}/_{4} = 25$ bis ${}^{100}/_{5} = 20$. Um einen Schwanzhammer mit Vortheil durch ein oberſchlägiges Waſſerrad, welches höchſtens 10 Umdrehungen pr. Minute macht, in Umtrieb zu ſetzen, iſt es daher nöthig, ein Zahnradvorgelege in Anwendung zu bringen, welches die Umdrehungszahl der Waſſerradwelle verdoppelt bis verdreifacht.

Fig. 986.



Einen gußeiſernen Wellkranz KK mit fünf Daumen $E, E \ldots$, welche mit den Fröſchen $F, F \ldots$ bekleidet ſind, ſtellt Fig. 987 dar, auch zeigt dieſe Abbildung die Hammerhülſe CDC_1 und das Streichblech A.

Fig. 987.



Die innere Weite dieſes Wellkranzes iſt $2^1/_4$ bis $2^1/_2$ Fuß, die Breite 6 Zoll, die Dicke 4 Zoll, die Länge eines Daumens nahe 1 Fuß, und das ganze Gewicht des armirten Wellkranzes 600 bis 700 Pfund.

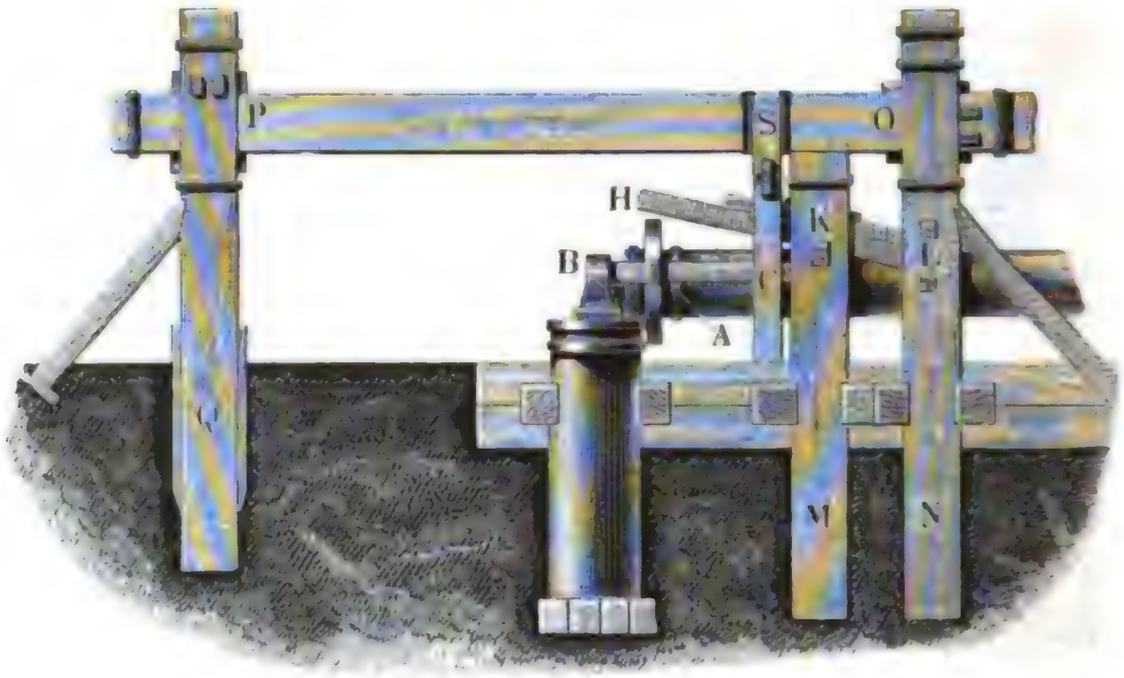
Die beiden Zapfen der Hammerhülſe bewegen ſich in Büchſen von Gußeiſen oder Rothguß, welche in von den Büchſenſäulen gebildeten Lagern ruhen und darin feſtgekeilt werden, ähnlich wie die Büchſen der Schwanzhämmer.

Eigenthümlich iſt aber der Reitel, der hier aus einem elaſtiſchen Holzbalken HKL, Fig. 988 (a. f. S.), beſteht, an welchen der Hammer B

Aufwerf-Hämmer.

anschlägt, sowie sich der Hebedaumen unter seinem Helme *A* weggezogen hat. Zur Befestigung desselben dienen zwei starke mit dem Fundamente fest verbundene Säulen, die Reitel- und die Drahmsäule, wovon die erstere

Fig. 988.



(*MK*) den Reitel nahe in seiner Mitte *K*, und die andere (*NL*) an einem Ende *L* festhält, wenn der Hammer an das andere oder freie Ende *H* desselben anschlägt. Diese beiden Säulen sind überdies noch durch einen starken Balken, den sogenannten Drahmbaum *OP*, fest mit einander verbunden. Es ist dieser Balkenreitel mit einem einarmigen Hebel zu vergleichen; aus dem Schlage des Hammers, welchen das eine Ende desselben aufnimmt, resultirt eine von unten nach oben wirkende Verticalkraft, welche die Reitelsäule, und eine von oben nach unten wirkende Kraft, welche die Drahmsäule aufnimmt und auf das Fundament überträgt. Um dem Herausziehen der Reitelsäule aus dem Fundamente soviel wie möglich entgegen zu wirken, verlängert man gewöhnlich noch den Drahmbaum 10 bis 15 Fuß über den Hammerkopf hinaus und unterstützt ihn durch eine dritte Säule, die sogenannte Hüttensäule *PQ*. Uebrigens unterstützt man das ganze Hammergerüste oft auch noch durch Seitenstreben. Auch setzt man oft den Reitel aus zwei Prallbalken zusammen, indem man über den gewöhnlichen Prallbalken noch einen zweiten, etwas kürzeren legt. Um einen möglichst elastischen Stoß zu erhalten, läßt man den Hammer gewöhnlich nicht mit seinem Kopfe, sondern mit seinem Nacken gegen den Prallbalken anschlagen; natürlich wird aber auch dadurch die Reaction auf die Hammerhülse eine größere.

Bei den gewöhnlichen Aufwerfhämmern führt man den Prallbalken zwischen

Digitized by Google

Aufwerfhämmer.

den beiden Büchſenſäulen (CS) hindurch und verbindet die letzteren an ihren oberen Enden (S) mit dem Drahmbaum, bei anderen Aufwerfhämmern, namentlich bei ſolchen mit eiſernen Hammergerüſten, dienen die Büchſenſäulen zugleich mit als Reitelſäule. Ein ſolches Hammerwerk beſchreibt Gerſtner im dritten Bande ſeiner Mechanik. Man hat auch Schwanzhämmer mit Balkenreitel ausgerüſtet (ſ. Karſten's Eiſenhüttenkunde, auch die praktiſche Eiſenhüttenkunde von Walter de St. Ange); es iſt jedoch hiervon ein mechaniſcher Vortheil nicht zu erwarten, da dieſe Reitel durch ihre Schwingungen namhafte Arbeitsverluſte verurſachen.

Das Hammergerüſte der Aufwerfhämmer wird in dem Erdboden durch einen aus mehrfachen Längen- und Querſchwellen beſtehenden und auf Pfählen ruhenden Roſt befeſtigt und der Amboßſtock wird auf einen beſonderen Holzroſt geſetzt. Um den Stoß auf den Querſchnitt des Amboßſtockes mehr zu vertheilen, ſetzt man den Amboß in eine kaſtenförmige Chabotte aus Gußeiſen, welche in eine Vertiefung im Kopfe des Amboßſtockes zu liegen kommt. Uebrigens iſt natürlich der letztere noch mit eiſernen Reifen zu umgeben, auch bedeckt man wohl noch die Stirnfläche deſſelben durch Eiſenblech.

Endlich iſt noch dafür zu ſorgen, daß die Längenaxe der Hammer- und der Amboßbahn mit der Axe der Hammerwelle einen kleinen Winkel einſchließt, damit beim Schmieden langer Eiſenſtäbe der Wellkranz kein Hinderniß in den Weg lege.

§. 492. Ein Aufwerfhammer mit gußeiſernem Hammergerüſte nach ſchleſiſcher Conſtruction (ſ. Karſten's Handbuch der Eiſenhüttenkunde, Band V) iſt in Fig. 989 (a. f. S.) abgebildet. Es iſt hier B der Hammer, BD das Hammerhelm und D die Hammerhülſe, ſowie WW die Hammerwelle, EEE der aus fünf Hubdaumen beſtehende Wellkranz und HKL der Reitelbalken ſammt dem aufliegenden Sattelholze $H_1K_1L_1$. Das gußeiſerne Angewäge F der Hammerwelle ruht auf einem beſonderen Holzroſte G und der Amboßſtock X wird durch ein von fünf Pfählen Z getragenes Schwellenkreuz YY unterſtützt. Das übrige Hammergerüſte ruht auf vier Querſchwellen $O, O\ldots$, wovon jede von zwei feſt eingerammten Pfählen $P, P\ldots$ getragen wird.

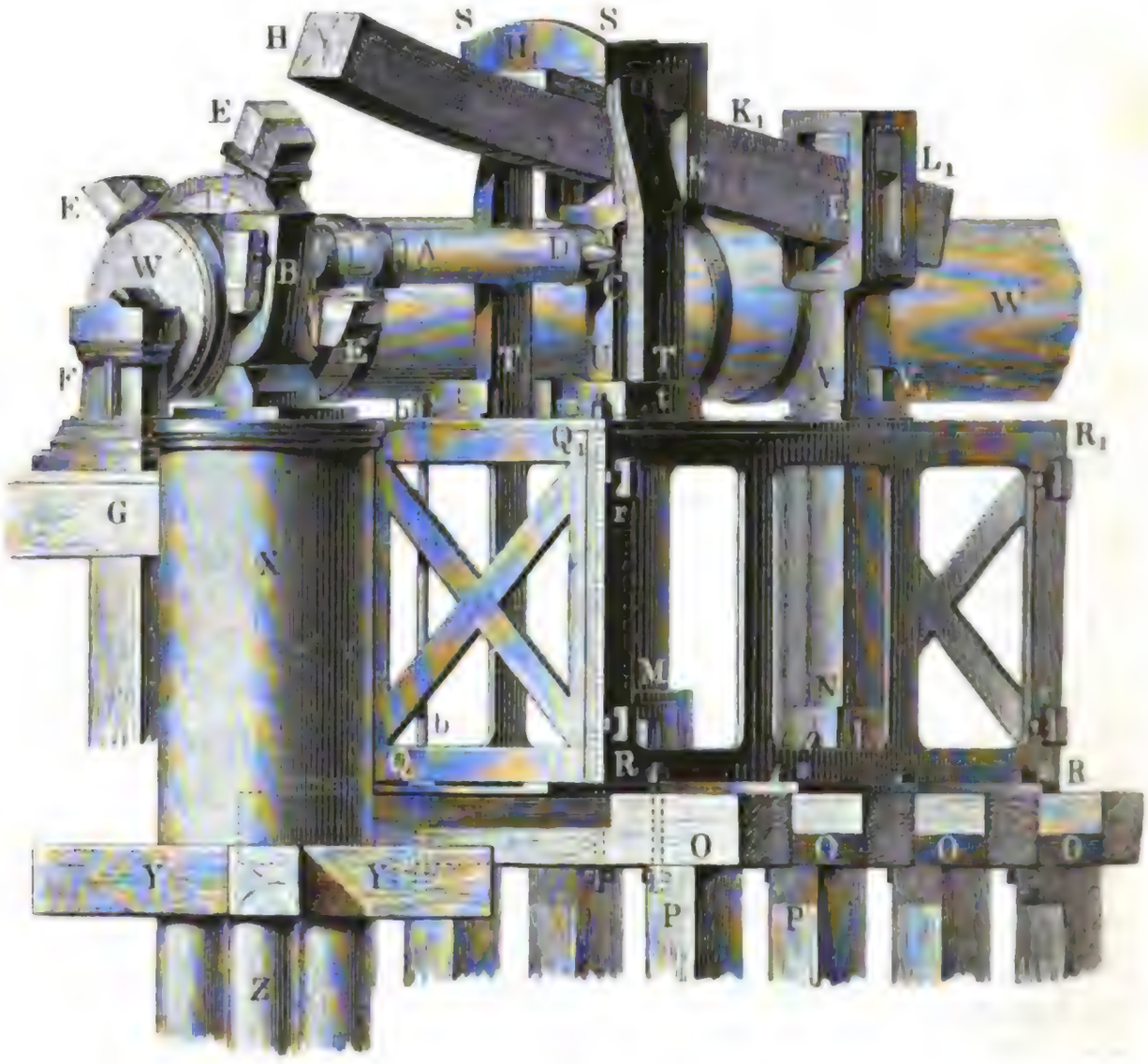
Die beiden gußeiſernen Gerüſtſäulen KUM und LVN, welche den Reitel tragen und feſthalten, bekommen ihre feſte Stellung durch einen gußeiſernen Kaſten QQ_1RR_1 von $8^5/_6$ Fuß Länge, 5 Fuß Breite und $5^1/_4$ Fuß Höhe, deſſen Bodenplatte mittels vier Paar Schrauben $s, s\ldots$ auf den Schwellen $O, O\ldots$ befeſtigt wird. An dieſe Bodenplatte ſind die Käſten M und N angegoſſen, welche die Füße der beiden Gerüſtſäulen KUM und LVN aufnehmen. Der Kaſten M hat bei einer Tiefe von 16 Zoll, eine dem

Digitized by Google

Aufwerfhämmer.

Querschnitte der Reitelsäule entsprechende lichte Länge von 14 Zoll und Weite von 9 Zoll und der Kasten N, bei einer Tiefe von 13 Zoll, eine dem Querschnitte der Drahmsäule entsprechende lichte Länge von 10 Zoll und Weite

Fig. 989.



von 9 Zoll. Uebrigens sind die Säulenfüße noch durch schmiedeeiserne Riegel in diesen kastenförmigen Lagern befestigt, sowie die Wandplatten des großen Eisenkastens $Q\,Q_1\,R\,R_1$ durch Zapfen und Riegel r, r ... unter einander und mit der Bodenplatte fest verbunden sind. Die den großen Kasten schließende Deckplatte enthält ebenso wie die Bodenplatte und die Seitenplatten offene Felder, außerdem aber auch noch ein Loch für die Reitel- und ein Loch für die Drahmsäule. An die Umfänge dieser Löcher sind noch 3 Zoll hohe Ränder U und V angegossen, auf welchen andere durch die Säulen MUK und NVL gesteckte Querriegel aufruhen. Uebrigens erhält die Deckplatte, wie die Bodenplatte, an ihren langen Seiten je vier kleinere rectanguläre Löcher, durch welche die an die langen Seitenwände angegossenen Zapfen gesteckt werden. Die gußeisernen Büchsensäulen ST,

Digitized by Google

Aufwerfhämmer.

ST gehen nicht bis zur Fußplatte des Gerüſtkaſtens herab, ſondern ſtehen mit ihren Füßen auf der Deckplatte $Q_1 R_1$ und zwar in 6 Zoll hohen Schuhen, welche von an dieſe Platte angegoſſenen Rippen t, t gebildet werden. Oben ſind die Büchſenſäulen durch eine 5 Zoll dicke Kopfplatte SS mit einander verbunden, welche an dem Kopfe der Reitelſäule KUM angegoſſen iſt und dazu dient, das Ausheben der Büchſenſäulen in Folge des Zapfendruckes der Hammerhülſe beim Anheben des Hammers zu verhindern. Da die Säulenfüße T, T in den Schuhen t, t feſtgekeilt ſind, ſo ſucht dieſer Zapfendruck auch die Deckplatte an der vorderen Seite zu heben, und man verbindet deshalb dieſelbe hier noch durch zwei Schraubenbolzen, wie $b\,b$, mit der Fußplatte des ganzen Geſtellkaſtens $Q\,Q_1\,R_1\,R$. Die $2^1/_2$ Fuß langen Köpfe K und L der Gerüſtſäulen ſind mit 2 Fuß hohen Kreuzlöchern verſehen, welche nicht allein zur Aufnahme des Reitels HKL, ſondern auch zur Lagerung der Reitelkeile dienen. Die Löcher zur Aufnahme des Reitels haben, wie der Reitel ſelbſt, eine Breite von 1 Fuß dagegen iſt das Keilloch in der Reitelſäule nur 7 Zoll und das in der Drahmſäule ſogar nur $5^1/_2$ Zoll weit. Uebrigens iſt der Reitel ſammt Sattelholz ſowohl von oben als auch von unten in jeder der beiden Gerüſtſäulen durch einen ſtarken Holzkeil feſtgekeilt.

Die Büchſen ſind aus Gußeiſen, bilden niedrige, abgeſtumpfte, ſechsſeitige Pyramiden und ſind, um ſie beim Schadhaftwerden auswechſeln zu können, mit je drei Zapfenlöchern verſehen. Die Büchſenſäulen erhalten zur Aufnahme der Büchſen 2 Zoll hohe ſechsſeitige Anſätze mit drei Zoll tiefen ſechsſeitigen Löchern.

Stirnhämmer.

§. 493. Die gewöhnlichen Stirn- und Bruſthämmer dienen vorzüglich zum Zängen oder Zuſammenſchlagen der aus dem Puddelofen kommenden Luppen, ſeltener zum Ausſchmieden von ſtarken Paqueten und großen Maſchinentheilen und arbeiten ohne einen Reitel. Sie ſind in der Regel aus dem Ganzen gegoſſen, haben ein Gewicht von 50 bis 150 Centner und machen bei einem Hube von 1 bis 2 Fuß, pr. Minute 40 bis 90 Schläge. Das Hammerhelm iſt ungefähr 8 Fuß lang, 1 Fuß breit und $1^1/_2$ bis 2 Fuß hoch. Die Drehungsaxe des Hammers bildet mit dem Helme ein Ganzes und hat eine Länge von 4 bis 6 Fuß. Die Enden dieſer Axe ſind unten cylindriſch abgerundet und kommen in gewöhnliche offene Zapfenlager zu liegen, welche von gußeiſernen Böcken getragen werden.

Die Hammerbahn und die Streichplatte der Hebedaumen ſind mit dem gußeiſernen Hammerkörper beſonders zu verbinden; es erhält deshalb der Hammerkopf nicht nur ein koniſches Loch von 9 bis 12 Zoll mittlerer Weite, in welches ein mit der Hammerbahn ein Ganzes bildender koniſcher Zapfen eingeſetzt wird, ſondern auch eine oder zwei $1^1/_2$ bis 2 Zoll weite

Digitized by Google

Stirnhammer.

Bohrungen, durch welche die Schraubenbolzen zu stecken sind, welche die Streichplatte mit dem Hammer fest verbinden.

Die Hebedäumen, deren Anzahl gewöhnlich 4 bis 5 ist, bestehen aus Gußeisen und werden in den auf der Hammerwelle aufgekeilten gußeisernen Daumenkranz eingesetzt, welcher zu diesem Zwecke mit den nöthigen Löchern versehen ist. Durch diese Hämmer erhält jede Puddelluppe 15 bis 30 Schläge; es reicht jedoch ein einziger Hammer aus, um 10 bis 13 Puddelöfen zu bedienen. In neueren Zeiten sind die Quetschwerke (franz. cingleurs, machines à cingler; engl. squeezers) statt der Stirnhammer mehr in Anwendung gekommen.

Der Unterbau eines Stirn- oder Brusthammers besteht in einem Holzbette, welches aus dicht neben- und übereinander liegenden Längen- und Querschwellen gebildet wird und etwa 1000 bis 1500 Cubikfuß Raum einnimmt. Dieses Bett wird von gewöhnlich einer ungefähr 24 Fuß langen und 7 Fuß breiten Sohlplatte bedeckt, worauf dann sowohl die Lagerböcke für die Hammeraxe als auch der eine Lagerbock der Hammerwelle und der circa 100 Centner schwere gußeiserne Amboßstock zu stehen kommt. Nicht selten setzt man auch die Lagerböcke und den Amboßstock auf besondere Sohlplatten auf, auch führt man wohl den Amboßstock wie bei den anderen Hammerwerken, für sich bis auf den festen Grund herab. Endlich setzt man auch wohl das ganze Hammerwerk auf ein Fundament, welches aus einem hölzernen Schwellwerk und einer darüber liegenden Werksteinmauer zusammengesetzt wird.

Die Bahnen des Hammers und des Amboßes bilden im Ganzen ein Rechteck von 15 bis 18 Zoll Länge und Breite; um aber den Hammer auch noch zum ersten Ausrecken des Eisens gebrauchen zu können, erhalten diese Bahnen noch eine T Rippe von 4 bis 6 Zoll Breite und ungefähr 2 Zoll Höhe.

Ein gewöhnlicher Stirnhammer zum Zängen der Puddelluppen ist in Fig. 990 I. und II. und zwar durch I. im Auf- und durch II. im Grundriß abgebildet. Der Unterbau desselben besteht aus einem dichten Schwellwerke SS, welches auf einem aus Werksteinen aufgeführten Fundamente MM liegt. Die unterste Stelle auf diesem Schwellwerke nimmt der Amboßstock KHK ein, dessen besonders gegossene Fußplatte durch vier Schrauben K, K, K, K fest mit demselben verbunden wird; drei Schwellen höher ist der Lagerbock FF des Wellenzapfens D, sowie die Sohlplatte NN der Lagerböcke der Hammeraxe CC aufgeschraubt. Die Lagerböcke GG, GG werden zwischen vier an die Sohlplatte angegossenen Nasen auf dieser Platte festgekeilt. Die metallenen Lager (L), in welchen die Enden C, C der Axe des Hammers $ABCC$ aufruhen, liegen nicht unmittelbar auf dem Lagerständer, sondern auf einem eingeschobenen Lagerholz auf, und werden

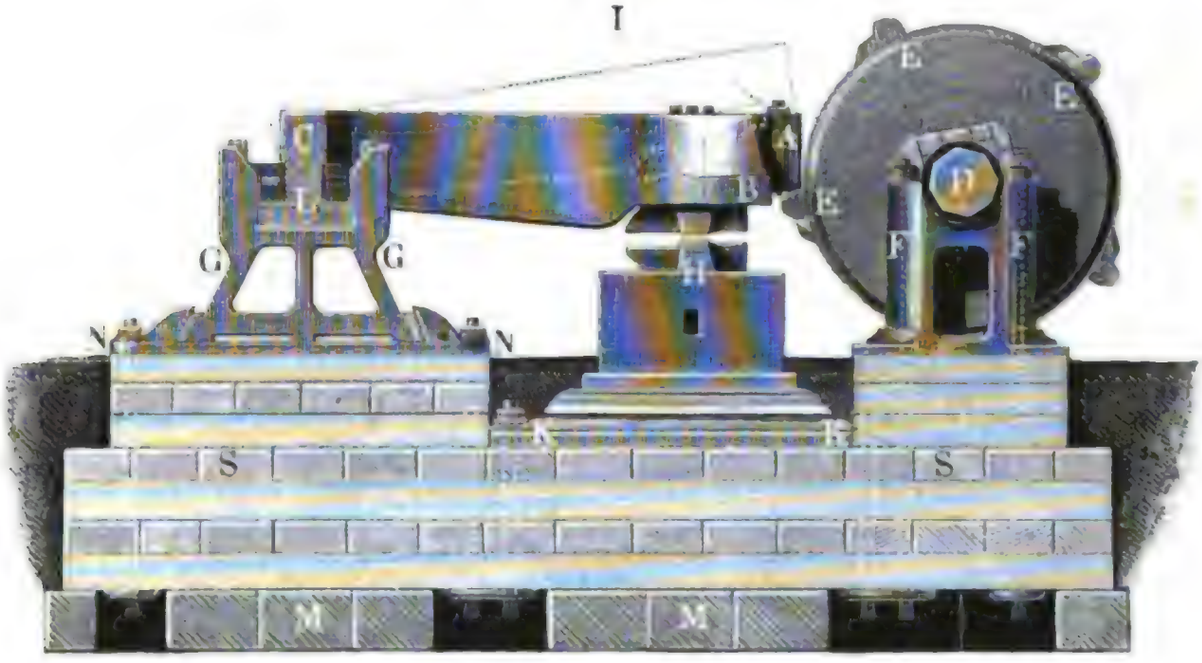
Digitized by Google

auch durch Holzkeile zwiſchen den Lagerbacken feſtgekeilt. Die Hammerbahn *B* beſteht aus verſtähltem Schmiedeeiſen und iſt mit ihrem koniſchen Zapfen in dem ebenfalls koniſch geformten Hammerkopf feſtgekeilt; die Streichplatte

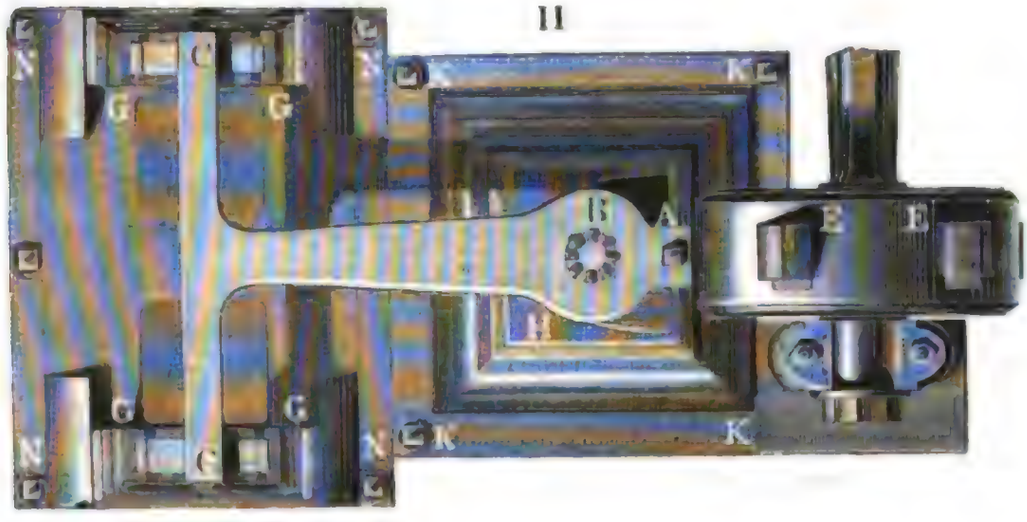
Stirnhämmer

Fig. 990.

I



II



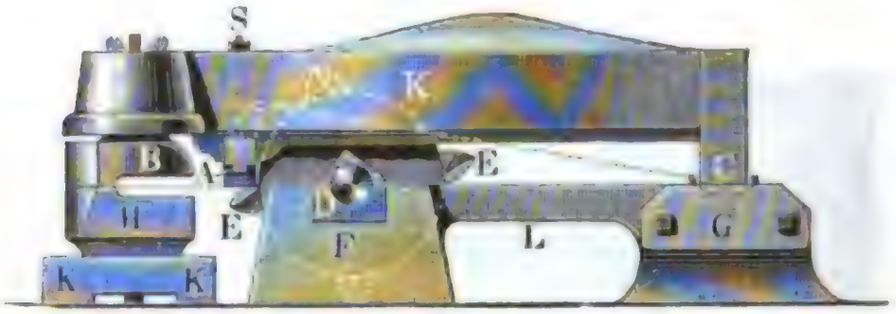
A, mittels welcher der Hammer von den Hebedaumen *E*, *E*... ergriffen wird, iſt dagegen durch eine Schraube an den Hammerkopf befeſtigt. Der Amboß *H*, welcher wie der Hammer mit einer Kreuzbahn verſehen iſt, wird mittels eines Zapfens, welcher die Form einer vierſeitigen abgeſtumpften Pyramide hat, in der Chabotte oder den mit ihr ein Ganzes bildenden Chabottenſtock *K H K* eingeſetzt. Der Wellkranz *E D E* iſt auf den vierkantigen Theil der übrigens gerippten gußeiſernen Hammerwelle aufgekeilt,

Digitized by Google

Stirnhämmer. und ebenso werden die fünf gußeisernen Hubdaumen in entsprechenden am Umfange dieses Kranzes angebrachten Löchern festgekeilt. Damit diese Daumen möglichst festsitzen, giebt man ihnen doppelt schwalbenschwanzförmige Zapfen und giebt auch den Zapfenlöchern im Wellkranze eine entsprechende Gestalt, weshalb es auch nöthig ist, diese Zapfen an zwei Seiten zu verkeilen.

Brusthämmer. Die Brusthämmer haben vor den Stirnhämmern den Vorzug, daß sie den Raum um den Hammerkopf und den Amboß auf drei Seiten frei lassen und sich daher sehr gut zum weiteren Ausschmieden des Eisens anwenden lassen, dagegen ist es aber auch nöthig, den Stielen dieser Hämmer besondere Formen zu geben, um den unter denselben weggehenden Daumenwellen den nöthigen Platz zu verschaffen. Zu diesem Zwecke legt man entweder den Angriffspunkt oder die Streichplatte *A* des Hammers tief unter die Bahn und die Drehungsaxe des Hammers, indem man an dieser Stelle an den Hammer eine nach unten gerichtete lange Nase angießt, oder man versieht das Hammerhelm mit einem Schlitz, in welchem der obere Theil des Daumenkranzes sammt den Daumen Platz hat. Einen Hammer nach der letzten Einrichtung führt Fig. 991 in einer Seitenansicht vor Augen.

Fig. 991.



Es ist von demselben in Tunner's Schrift »Ueber die Stabeisen- und Stahlbereitung in Frischherden« eine kurze Beschreibung nebst Abbildung enthalten. Dieser Hammer *CKB* ruht mit den unten abgerundeten Enden seiner Drehungsaxe *C* auf gußeisernen Axenständern (*G*), welche durch schmiedeeiserne Stangen unter sich und durch gußeiserne Streben (*L*) mit den Zapfenständern (*F*) der Hammerwelle *D* fest verbunden sind. Das Helm ist bei *K* bauchig und enthält einen rectangulären Schlitz von 39 Zoll Länge und 9 Zoll Weite, welcher über den oberen Theil des Wellkranzes, ohne an demselben anzuliegen, weggreift. Die kreuzförmige Hammerbahn *B* ist auf die oben angegebene Weise mittels ihres konischen Zapfens in den Hammerkopf eingesetzt und durch vier Eisenkeile fest mit demselben verbunden, wogegen die Streichplatte *A* durch zwei Schraubenbolzen (*AS*) ihre feste Verbindung mit dem Hammerkopfe erhält. Man

Digitized by Google

verändert den Hub eines ſolchen Hammers dadurch, daß man Streichſtücke von verſchiedener Dicke einſetzt. Ein ſolcher Hammer hat ein Gewicht von 80 bis 90 Centner und macht bei einem Hube von 14 Zoll, pr. Minute 85 bis 90 Schläge. Bruſthämmer.

§. 494. Die Walkhämmer, welche zum Walken oder Verfilzen des Tuches dienen, werden mittels einer liegenden Daumenwelle eben ſo emporgehoben wie die Stirnhämmer, nur liegen die Arme oder Stiele dieſer Hämmer nicht horizontal, ſondern es ſteigt in der Ruhelage die Linie von dem Fuß nach der Drehungsaxe des Hammers unter einem Winkel von 30 bis 45 Grad auf. Die Länge dieſer Arme iſt 6 bis 12 Fuß, ihre Breite 5 Zoll und Höhe 7 Zoll. Die Hämmer beſtehen aus Holz und zwar gewöhnlich aus ausgelaugtem Eichen- oder Kiefernholz; ſie haben eine Länge von 6 bis 8 Fuß, eine Breite (in radialer Richtung gemeſſen) von 8 bis 9 Zoll und eine Dicke von 6 bis 10 Zoll und ſind nach dem aus ihrer Drehungsaxe beſchriebenen Kreiſe gekrümmt. Ein armirter Walkhammer wiegt $2^1/_2$ bis $3^1/_2$ Centner, hat einen Hub von 16 bis 22 Zoll und macht pr. Minute 40 bis 60 Schläge. Es arbeiten jedes Mal zwei ſolche Hämmer neben einander in einem und demſelben Walkloch, wobei ſie im Anheben und Fallen mit einander abwechſeln. Der Hebedaumen oder die Hebelatte wird entweder von dem durch den Hammerkörper hindurchgehenden äußeren Ende des Armes gebildet oder ſie beſteht in einem kurzen parallelepipediſchen Körper, welcher auf die convexe Seitenfläche beſonders aufgeſetzt wird. Uebrigens dient die Hebelade nicht bloß zum Aufheben des Walkhammers mittels eines Heblings, ſondern auch zum Aufſchlagen deſſelben auf die ſogenannte Schlagleiſte, wodurch verhindert wird, daß der Fuß des Hammers auf den Boden des Walkloches auftrifft und das dazwiſchen befindliche Tuch zerſchlägt. Die Hübigkeit der Heblingswelle iſt gewöhnlich nur zwei bis drei, folglich die Anzahl der Heblinge der beiden Stempel, welche in einem und demſelben Walkloche arbeiten, nur vier bis ſechs. Hiernach folgt alſo die erforderliche Anzahl der Umdrehungen der Heblingswelle pr. Minute, im Mittel $= {}^{40}/_{2} = {}^{60}/_{3} = 20$, und es iſt daher bei Anwendung eines oberſchlägigen Waſſerrades als Umtriebsmaſchine, auch noch die eines Vorgeleges nöthig oder wenigſtens ſehr zweckmäßig. Eben ſo erfordern auch Roß- und Wind-Walkmühlen Vorgelege zur Umſetzung der Geſchwindigkeit, wogegen Walkmühlen mit unterſchlägigen Waſſerrädern und ſolche mit Dampfmaſchinenbetrieb ein Vorgelege zur Umſetzung der Umdrehungsgeſchwindigkeit nicht bedürfen (vergl. §. 468 und §. 488). Walkhämmer.

Das Walkloch iſt entweder aus einem dicken Stücke Eichen- oder Föhrenholz, dem ſogenannten Walkſtocke, ausgenommen, oder es wird durch einen hölzernen oder mit Holz ausgefütterten eiſernen Kaſten, den ſogenann-

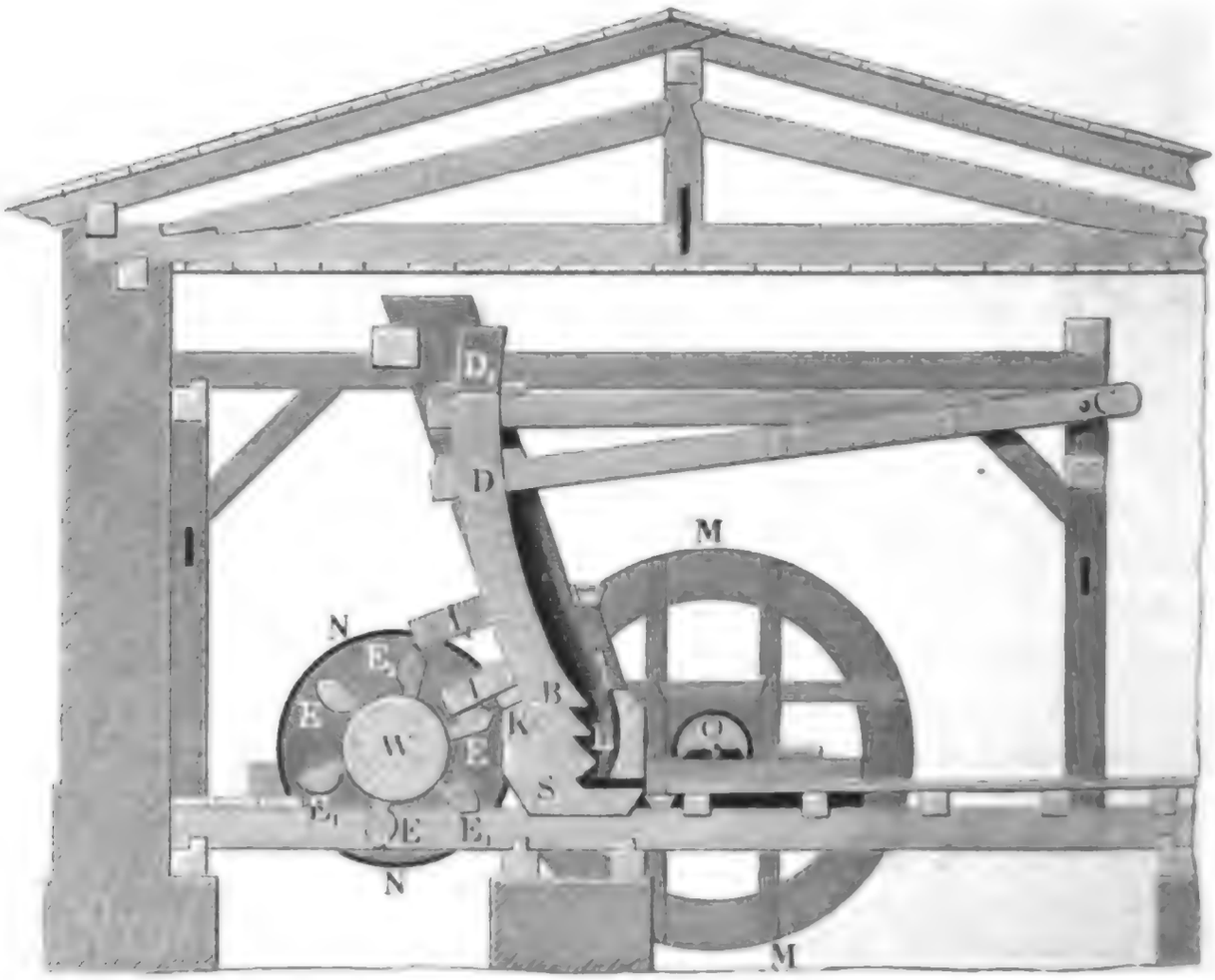
Digitized by Google

Walkhämmer

ten Walkkasten, gebildet. In diesem Walkloche nimmt das zu walkende Tuch den vorderen und der Hammerfuß den hinteren Raum ein, und damit der letztere das Tuch hinten niederziehe und vorn emportreibe, überhaupt aber gehörig wende, erhält derselbe eine Art Verzahnung.

Die Abbildung in Fig. 992 stellt die Seitenansicht und theilweise den

Fig. 992.



Durchschnitt von zwei Walkhämmern, welche in einem und demselben Walkloche arbeiten, dar. Es ist BD der vordere Hammer, CD der um die Axe C drehbare Arm und A die Hebelatte desselben, ferner sieht man in S den Walkstock mit dem Walkloche L und der Schlagleiste K, sowie in W die dreihübige Heblingswelle mit den Heblingen E, E, E. Von dem hinteren Hammer, welcher im höchsten Stande dargestellt ist, sieht man nur den Kopf D_1, den Arm CD_1, die Hebelatte A_1 und die Heblinge E_1, E_1, E_1.

Die Welle W dient in der Regel zum Betriebe einer Walkmühle mit mehreren Walkhämmern und hat folglich auch noch eine größere Anzahl von Heblingen als in der Abbildung dargestellt ist. Noch bemerkt man in O die Wasserradwelle und in MM das auf ihr sitzende Treib-, sowie in NN das auf der Heblingswelle sitzende Getriebrad. Wenn die Halbmesser

Digitized by Google

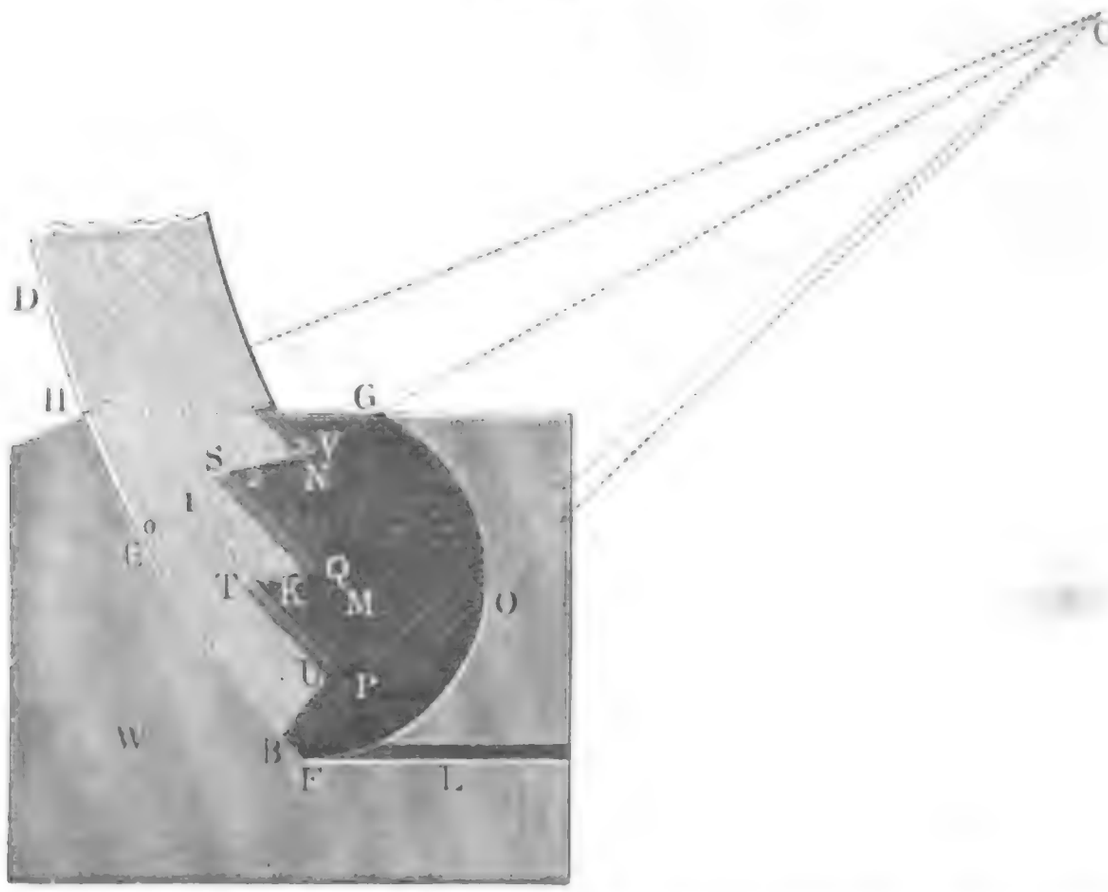
oder Zähnezahlen dieſer beiden Räder im Verhältniſſe $(^2/_1)$ zu einander ſtehen und die Waſſerradwelle pr. Minute 8 Umdrehungen macht, ſo läuft hiernach die Heblingswelle pr. Minute $2.8 = 16$ Mal um und hebt jeden Stempel pr. Minute $= 3.16 = 48$ Mal auf. Walkhämmer.

Die Waſchhämmer, welche man zum Waſchen und Reinigen des Tuches verwendet, ſind leichter als die Walkhämmer und bewegen ſich in einem der Horizontallinie ſich mehr nähernden Bogen, weswegen ſie auch einen gelinderen Stoß ausüben, dagegen aber das Tuch ſchneller wenden. Die Form und Größe der Walklöcher, ſowie die Art und Größe der Verzahnung der Hämmer ſind in der Hauptſache nur nach empiriſchen Regeln anzugeben (ſ. G. G. Schwahn's Lehrbuch der prakt. Mühlenbaukunſt, Abtheil. V. Berlin 1852).

Was die Walklöcher betrifft, ſo giebt man denſelben eine Länge von 13 bis 20 Zoll und beſtimmt die übrigen Dimenſionen und Formen derſelben nach folgender empiriſchen Regel.

Es ſei C, Fig. 993, die Drehungsaxe und BD die äußere, convexe

Fig. 993.

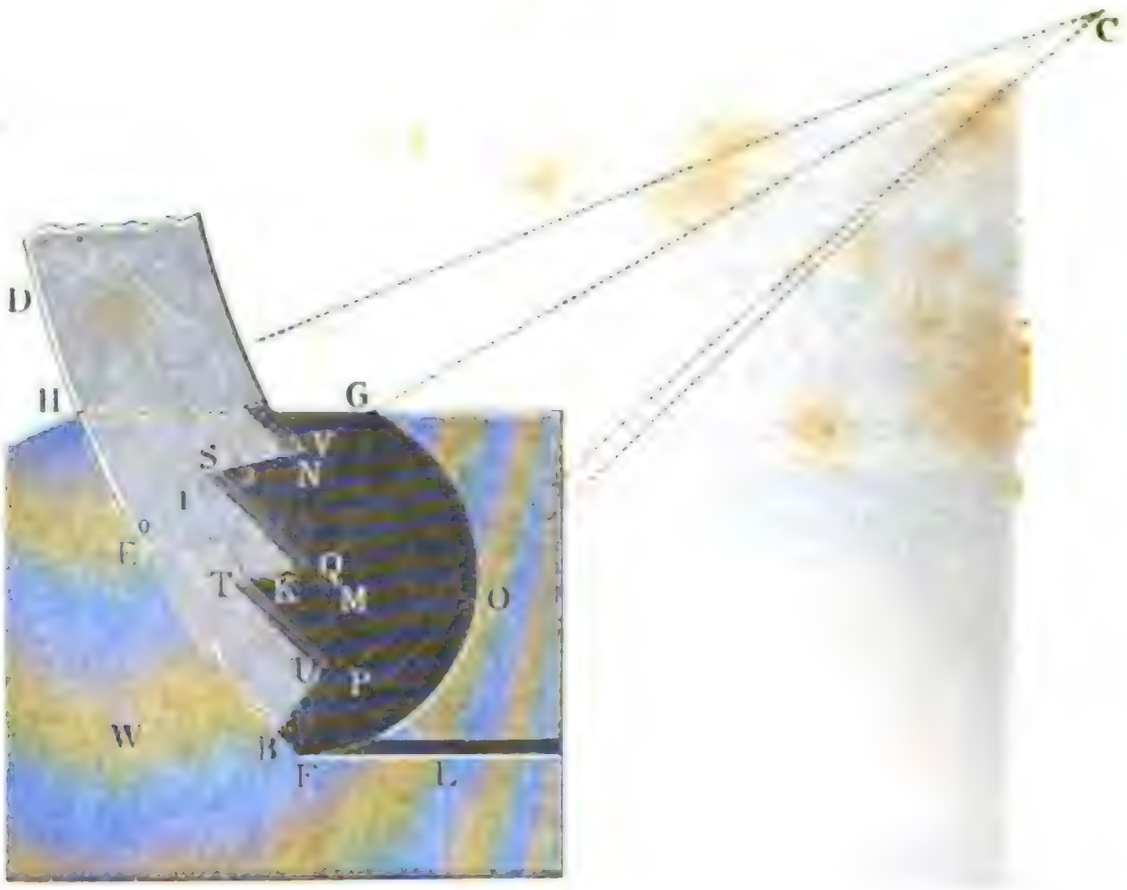


Seitenfläche des Walkhammers in ſeinem tiefſten Stande. Man verlängere noch den Bogen DB um $BF = 2$ Zoll, ſchneide von F aus die Sehne FE und ebenſo auch vom Radius CE das Stück $EG = EF = 14$ Zoll ab. Nun ziehe man FG, halbire dieſe Linie in M und errichte in M auf FG eine Normale, endlich beſchreibe man aus dem Durchſchnitte K der letzteren mit einer

Digitized by Google

Walkhämmer. Verticalen durch F den Kreisbogen FOG; derselbe giebt die Gestalt der Vorderwand des Walkloches, während die Hinterwand desselben durch den gehörig verlängerten Bogen FE bestimmt ist. Die Seitenwände des Walk-

Fig. 994.



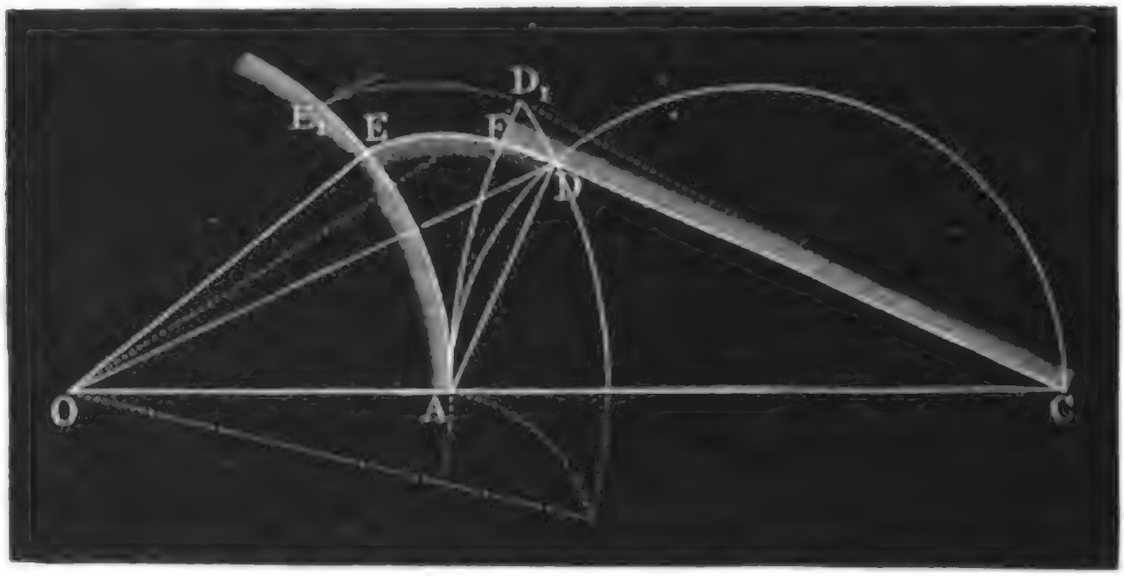
stockes WO macht man 5 und die Bodenwand 7 Zoll dick und die Zapfenlöcher (L) desselben $^5/_4$ Zoll weit.

Die Verzahnung des Hammers bestimmt sich wie folgt. Man trage $BP =$ der Hälfte der Hammerbreite EN radial auf, ziehe NP und errichte sowohl in N als auch in der Mitte Q, Perpendikel NS und QT auf NP. Diese Perpendikel geben die Grundflächen von den beiden oberen Zähnen. Um nun noch die Seitenflächen der Zähne zu finden, theile man EN in drei gleiche Theile und ziehe durch die Theilpunkte (1) und (2) die Geraden $1P$ und $2Q$. Die Spitze U des Treibzahnes steht um $PU = {}^1/_2$ bis $^3/_4$ Zoll von CB ab und die Spitze V des oberen Zahnes um $NV = {}^1/_2$ bis $^3/_4$ Zoll vor. Die oberen Zähne ziehen in Folge ihrer spitzen Gestalt das Tuch nach dem Hammer zu, wogegen der untere stumpfe Zahn dasselbe von sich wegtreibt. Uebrigens werden wegen der Abnutzung die Zähne gewöhnlich mit durch Holznägel zu befestigenden Buchenholzstücken beschlt.

Werkdaumen. §. 495. Die oben (§. 486) angegebene Construction der Daumen eines Schwanzhammers ist überhaupt, besonders aber bei den langsamer arbei-

tenden Stirn- und Bruſthämmern mit Vorſicht anzuwenden, weil ſich der aus ihr hervorgegangene Daumen nicht ſogleich vom Hammer entfernt, wenn er den Anhub deſſelben beendigt hat, und folglich auch der Hammer nicht ſogleich ungehindert herabfallen kann. Die Wirkung des Daumens DE, Fig. 995, auf den Hammer iſt beendigt, wenn ſich das Hammerhelm CF Daumencon-ſtruction

Fig. 995.



um einen gewiſſen Winkel $ACF = \beta$ gedreht und der Berührungspunkt auf demſelben einen gewiſſen Weg FD zurückgelegt hat. Bezeichnet a die Armlänge $\overline{CA}$ des Hammers, r den Halbmeſſer $\overline{OA}$ und $\alpha = \frac{a}{r}\beta$, den Umdrehungswinkel AOE der Daumenwelle, ſo iſt der Weg des Endpunktes F beim freien Aufſteigen des Hammers:

$$FD_1 = FD\,cotg.\,FD_1D = \frac{a(1 - cos.\,\beta)}{tang.\,FD_1D},$$

annähernd

$$= \frac{{}^1/_2\,a\beta^2}{arc.\,ODF} = \frac{{}^1/_2\,a\beta^2}{\alpha + \beta} = \frac{\beta}{\alpha + \beta}\,\frac{a\beta}{2}$$

$$= \frac{r}{r + a} \cdot \frac{h_1}{2},$$

wenn man noch für $a\beta$ den Weg oder Hub h_1 des Kraftpunktes einführt.

Iſt noch v die Geſchwindigkeit des Angriffspunktes im Augenblicke, wenn der Hammer frei zu ſteigen anfängt, ſo läßt ſich die Steighöhe

$$FD_1 = \frac{v^2\,cos.\,\beta^2}{2\,g} \text{ annähernd } = \frac{v^2}{2\,g}$$

ſetzen, ſo daß die Bedingungsgleichung

$$\frac{v^2}{g} = \frac{r}{r + a}\,h_1,$$

oder

Digitized by Google

Daumenconſtruction.

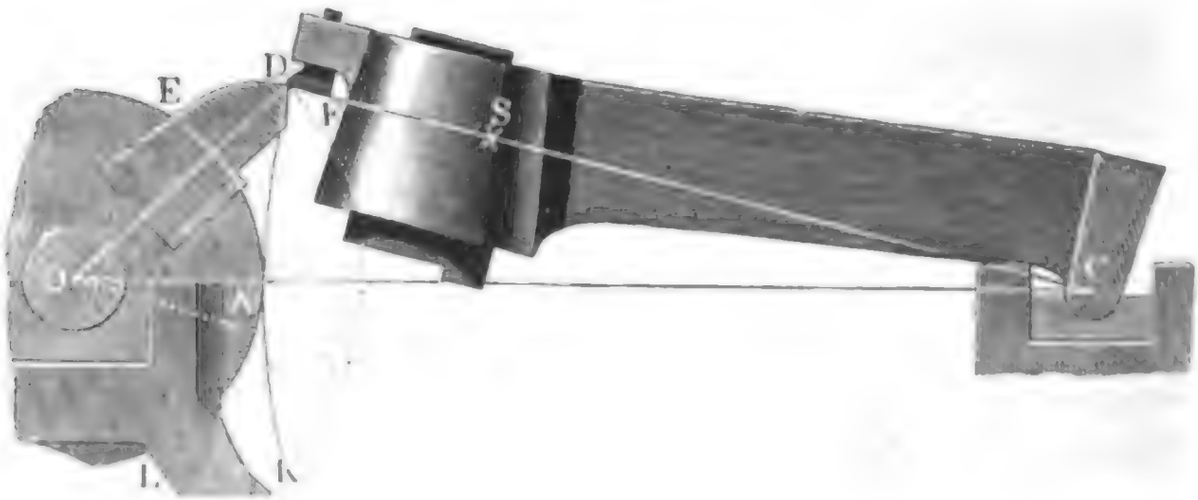
$$v = \sqrt{\frac{r}{r+a} g h_1}$$

folgt.

Fällt nun die Geſchwindigkeit des Angriffspunktes des Hammers kleiner aus als dieſe Formel angiebt, ſo würde bei dieſer Daumenform der niederfallende Hammer vom Daumen aufgefangen werden, und es iſt daher nöthig, bei einer ſo kleinen Hammergeſchwindigkeit dem Daumen eine andere Form zu geben, zumal wenn der Hammer von einem Reitel aufgefangen und zurückgeworfen wird.

Die Daumenconſtruction, welche bei langſam aufſteigenden Hämmern anzuwenden iſt, giebt die aus §. 69 bekannte Methode an, wobei man den mit der ganzen Armlänge $CA = CD = a$ beſchriebenen Kreisbogen AD, Fig. 996, auf dem Theilkreisbogen AE der Daumenwelle fortwälzt; der hierbei vom

Fig. 996.



Endpunkte D beſchriebene Epicycloidenbogen DE giebt die erforderliche Daumenform an. Dieſelbe Conſtructionsweiſe iſt auch bei dem Bruſthammer CDS, Fig. 997, anzuwenden; auch hier wird der mit der Armlänge $CA = CD = a$ beſchriebene Kreisbogen AD auf den Theilkreisbogen AE der Daumenwelle AOE gewälzt, wobei D einen Hypocycloidenbogen DE beſchreibt, nach welchem die Welldaumen zu formen ſind. Es findet nur inſofern zwiſchen beiden Conſtructionsmethoden ein Unterſchied ſtatt, als ſich hier die beiden Kreisbögen AD und AE von innen, im erſten Conſtructionsfalle aber von außen berühren.

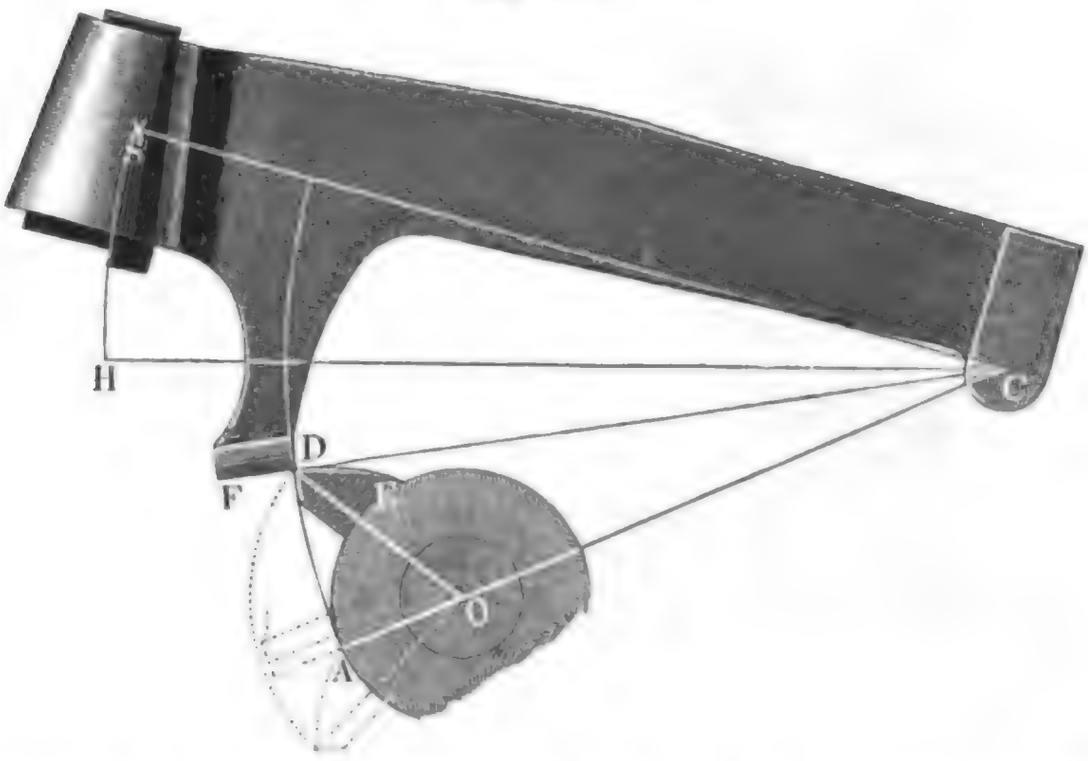
Iſt der Halbmeſſer $CA = CD = a$ unendlich groß, ſo geht der Hammer CS in einen gewöhnlichen Stempel oder Stampfer, und der Epi- oder Hypocycloidenbogen DE in eine Kreisevolvente (ſ. §. 463) über. Alle dieſe drei Conſtructionsfälle haben das Eigenthümliche, daß die durch ſie erhaltenen Welldaumen DE die Hammerdaumen DF nur in einer mit der

Digitized by Google

Umdrehungsaxe O parallel laufenden Kante D berühren, welche daher auch ſchneller abgeführt wird als die Oberfläche des Welldaumens, ſo daß es deshalb nöthig iſt, den Hammerdaumen oder die Streichplatte öfter auszuwechſeln als den Welldaumen. Daumencon-ſtruction.

Damit der Hammer CS, Fig. 996 und Fig. 997, durch ſein Gewicht

Fig. 997.



möglichſt direct und alſo auch möglichſt ſtark auf das untergeſchobene Metall ſchlage, muß man ihn ſo lagern, daß der Schwerpunkt S deſſelben im Augenblicke des Aufſchlagens mit der Drehungsaxe C in gleicher Höhe liege. Damit ebenſo der Welldaumen DE die Laſt des Hammers möglichſt direct aufhebe, legt man auch den Angriffspunkt D mit C und S in gleiche Höhe, d. i. in die Richtung der Geraden CS, wie z. B. Fig. 996 vor Augen führt. Dieſe Regel iſt jedoch bei dem Bruſthammer (Fig. 997) mit maſſivem Stiel nicht anwendbar, wo die Daumenwelle AOE tief unter das Hammerhelm gelagert werden muß, um demſelben den nöthigen Platz zu verſchaffen. Es iſt dann der Zapfendruck R nicht mehr die Differenz zwiſchen der Kraft P und der Laſt Q (ſ. §. 484), ſondern die Diagonale aus P und Q, und daher größer als in dem Falle, wenn C, D und S in einer geraden Linie liegen.

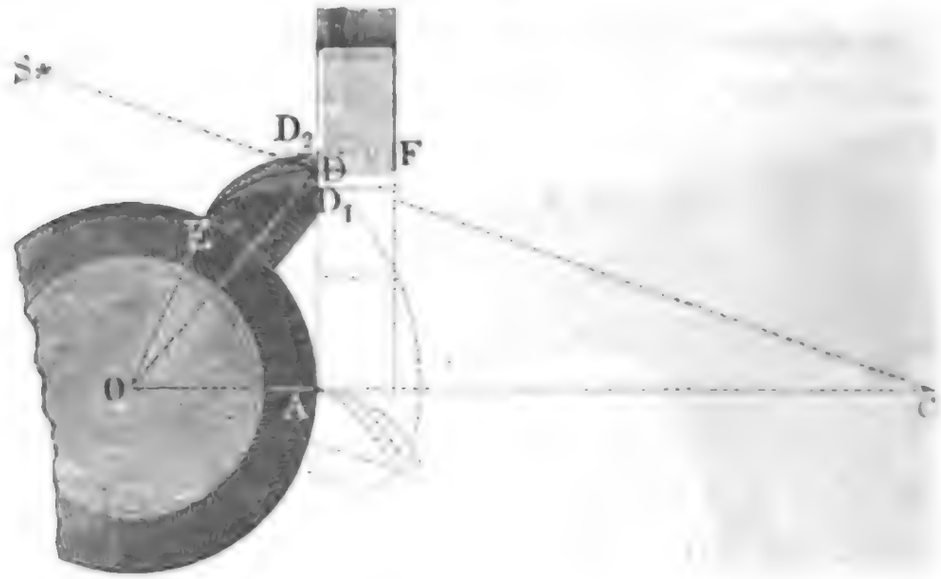
Bei dem gewöhnlichen Aufwerfhammer iſt die Daumencurve DE, Fig. 998 (a. f. S.), die von der mittleren ſenkrechten Hublinie AD beſchriebene Kreisevolvente, und die Oberfläche des Welldaumens eine windſchiefe Fläche D_1ED_2, welche entſteht, wenn ſich eine gerade Linie längs der Curve DE bewegt und dabei ſo dreht, daß ſie allmälig aus der Lage parallel zur Axe O der Welle in die Lage der nach der Umdrehungsaxe C des Hammers gehenden Geraden CD

Digitized by Google

Daumencon-ſtruction.

(hier umgeklappt) kommt. Aus dem Halbmeſſer $\overline{OA} = r$, und der mittleren Hubhöhe $\overline{AD} = h_1$ folgt die Länge der mitleren Daumencurve DE:

Fig. 998.



$$s = \frac{h_1^2}{2r} \text{ (ſ. §. 463).}$$

Für den Stirnhammer in Fig. 996 iſt zu ſetzen:

$$DE = s = \frac{h_1^2}{2r} + \frac{h_1^2}{2a} = \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\frac{h_1^2}{2} = \frac{(a+r)h_1^2}{2ar},$$

und dagegen für den Bruſthammer in Fig. 997:

$$\overline{DE} = s = \frac{h_1^2}{2r} - \frac{h_1^2}{2a} = \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{a}\right)\frac{h_1^2}{2} = \frac{(a-r)h_1^2}{2ar}.$$

Statik der Hebelhammerwerke.

§. 496. Bei der im Folgenden zu entwickelnden Theorie der Bewegung der Hebelhammerwerke möge zunächſt ein Schwanzhammerwerk zu Grunde gelegt werden, weil ſich daraus mittels weniger Modificationen, Ergänzungen und Vereinfachungen auch die Theorien der übrigen Hebelhammerwerke entwickeln laſſen.

Es bezeichne G das Gewicht des arbeitenden Schwanzhammers, P die Kraft am Schwanze des Hammerhelmes, wodurch der Hammer emporgehoben wird, b den größten Hebelarm der Laſt, oder die Entfernung CB, Fig. 999, des Schwerpunktes des Hammers B von der Axe C der Hammerhülſe, und a den Hebelarm der Kraft oder die Länge CA des Schwanzes; ferner ſei ϱ der mittlere Halbmeſſer der Hülſenaxe, φ der Coefficient der Reibung an dieſer Axe und β der Drehungswinkel des Hammerhelmes bei jedem Hammerhube. Dann iſt unter der Vorausſetzung, daß letzterer ganz langſam erfolge, aus bekannten Gründen der Statik:

$$Pa\beta = Gb \sin.\beta + \varphi (P + G)\varrho\beta,$$

und daher die geſuchte Daumenkraft:

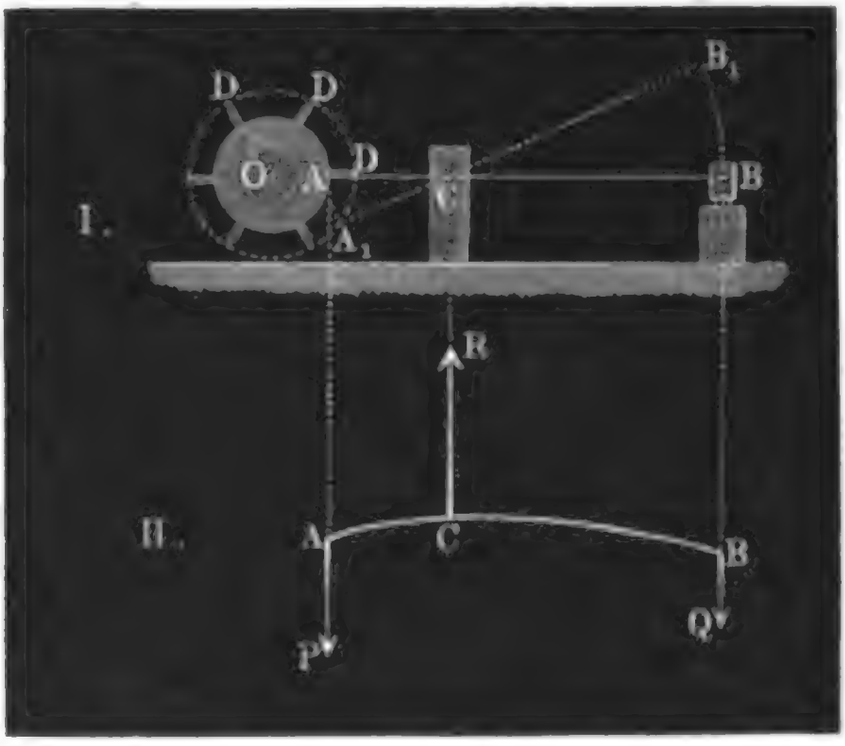
Digitized by Google

$$P = \frac{G\,(b\,sin.\,\beta + \varphi\,\varrho\,\beta)}{(a - \varphi\,\varrho)\,\beta}.$$

Statik der Hebelhammerwerke.

Führt man ſtatt β den Hammerhub $h = b\,sin.\,\beta$ ein und ſetzt man

Fig. 999.



annähernd $sin.\,\beta = \beta - \frac{\beta^3}{6} = \beta\left(1 - \frac{\beta^2}{6}\right) = \beta\left[1 - \frac{1}{6}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right]$,

ſo erhält man auch

$$P = \frac{G\left[b\left(1 - \frac{1}{6}\,sin.\,\beta^2\right) + \varphi\,\varrho\right]}{a - \varphi\,\varrho} = \frac{G\left(b\left[1 - \frac{1}{6}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] + \varphi\,\varrho\right)}{a - \varphi\,\varrho}.$$

Bei einem Stirnhammer iſt der Axendruck $R = G - P$, daher

$$P a \beta = G\,b\,sin.\,\beta + \varphi\,(G - P)\,\varrho\,\beta,$$

und

$$P = \frac{G\left[b\left(1 - \frac{1}{6}\,sin.\,\beta^2\right) + \varphi\,\varrho\right]}{a + \varphi\,\varrho} = \frac{G\left(b\left[1 - \frac{1}{6}\left(\frac{h}{b}\right)^2\right] + \varphi\,\varrho\right)}{a + \varphi\,\varrho},$$

ferner bei den Bruſt- und Aufwerfhämmern, wo $P > G$ ausfällt, hat man

$$P a \beta = G\,b\,sin.\,\beta + \varphi\,(P - G)\,\varrho\,\beta,$$

und daher

$$P = \frac{G\left[b\left(1 - \frac{1}{6}\,sin.\,\beta^2\right) - \varphi\,\varrho\right]}{a - \varphi\,\varrho}.$$

Statik der Hebelhammerwerke.

Die erforderliche mechaniſche Arbeit zum langſamen Aufheben eines Schwanzhammers iſt folglich

$$A_1 = Pa\beta = \frac{Ga\,(b\,sin.\,\beta + \varphi\varrho\beta)}{a - \varphi\varrho},$$

annähernd

$$= G\,(b\,sin.\,\beta + \varphi\varrho\beta)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{a}\right) = G\,(h + \varphi\varrho\beta)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{a}\right)$$

$$= \left(1 + \varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{b}\right)Gh.$$

Nimmt man in dieſem Ausdrucke $\varphi\frac{\varrho}{a}$ negativ, ſo gilt derſelbe für den Stirnhammer, ſetzt man dagegen in ihm $\varphi\frac{\varrho}{b}$ negativ, ſo entſpricht derſelbe den Bruſt- und Aufwerfhämmern.

Dieſe Arbeit wird noch vergrößert durch die Reibung zwiſchen dem Hubdaumen und der Streichplatte. Bezeichnet r den mechaniſchen Halbmeſſer der Daumenwelle und h_1 den Weg der letzteren bei jedem Anhube, ſo iſt der Weg des Daumens auf der Streichplatte

$$s_1 = \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\frac{h_1^2}{2} = {}^1/_2\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\,h\right)^2.$$

daher die Arbeit der Reibung zwiſchen Daumen und Streichplatte:

$$A_2 = \varphi_1 P s_1 = \frac{\varphi_1}{2}\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\,h\right)^2 P$$

und

$$A_1 + A_2 = \left(1 + \varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{b}\right)\left[1 + {}^1/_2\,\varphi_1\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]Gh.$$

Für den Bruſthammer iſt in dieſem Ausdrucke $\frac{1}{r} - \frac{1}{a}$ und für den Aufwerfhammer, wie bei koniſchen Räderwerken (ſ. §. 53), $\sqrt{\left(\frac{1}{r}\right)^2 + \left(\frac{1}{a}\right)^2}$ ſtatt $\frac{1}{r} + \frac{1}{a}$ einzuſetzen.

Ein anderes Nebenhinderniß beſteht in der Zapfenreibung der Hammerwelle. Dieſe hängt nicht allein vom Gewichte G_1 und dem Zapfenhalbmeſſer ϱ_1 dieſer Welle, ſondern auch von dem Drucke P ſowie von der Umdrehungskraft P_1 und dem Hebelarme a_1 derſelben u. ſ. w. ab. Während der Schwanzhammer angehoben wird, dreht ſich die Hammerwelle um einen Winkel $\alpha = \frac{a}{r}\beta$, macht folglich die Zapfenreibung den Weg

$$\alpha\varrho_1 = \frac{a}{r}\beta\varrho_1 = \frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\,\varrho_1,$$

und während der Hammer fällt und ruht, alſo die Welle leer geht und ſich

Digitized by Google

um einen gewiſſen, von Hübigkeit n der Heblingswelle abhängigen Winkel $\psi - \alpha = \frac{2\pi}{n} - \alpha$ umdreht, legt dieſe Reibung den Weg

$$(\psi - \alpha)\,\varrho_1 = \left(\frac{2\pi}{n} - \frac{a}{r}\,\beta\right)\varrho_1 = \left(\frac{2\pi}{n} - \frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\right)\varrho_1$$

zurück.

Iſt nun die Richtung der Umdrehungskraft der Hammer- oder Daumenwelle unter dem Winkel α_1 gegen den Horizont geneigt, alſo der verticale Componente derſelben $= P_1 \sin.\alpha_1$, ſo läßt ſich der Zapfendruck der Welle während des Anhebens $= G_1 + P_1 \sin.\alpha - P$ und daher die Arbeit der Zapfenreibung

$$= \varphi\,(G_1 + P_1 \sin.\alpha_1 - P)\,\varrho_1\,\alpha = \varphi\,\frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\,\varrho_1\,(G_1 + P_1 \sin.\alpha - P)$$

ſetzen.

Führt man noch für P_1 den Näherungswerth $\frac{Pr}{a_1}$ ein, ſo folgt dieſer Arbeitswerth

$$= \varphi\,\frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\,\varrho_1\left[G_1 - P\left(1 - \frac{r \sin.\alpha_1}{a_1}\right)\right],$$

wogegen die Arbeit der Zapfenreibung während des Leerganges

$$= \varphi\,G_1\,(\psi - \alpha)\,\varrho_1 = \varphi\left(\frac{2\pi}{n} - \frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\right)\varrho_1\,G_1$$

zu ſetzen iſt, und es iſt daher die Arbeit der Zapfenreibung während eines Hammerſpieles:

$$A_3 = \varphi\,\varrho_1\left[\frac{2\pi}{n}\,G_1 - \frac{a}{r}\,\frac{h}{b}\left(1 - \frac{r \sin.\alpha_1}{a_1}\right)P\right]$$
$$= \varphi\,\varrho_1\left[\frac{2\pi}{n}\,G_1 - \left(1 - \frac{r \sin.\alpha_1}{a_1}\right)\frac{Gh}{r}\right].$$

Durch Addition der Arbeiten A_1, A_2 und A_3 ergiebt ſich endlich die zu einem vollſtändigen Hammerſpiele erforderliche mechaniſche Arbeit:

$$A = \left(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{a}\right)\left(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{b}\right)\left[1 + {}^1\!/_2\,\varphi_1\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]Gh$$
$$- \varphi\,\varrho_1\left(1 - \frac{r \sin.\alpha_1}{a_1}\right)\frac{Gh}{r} + \varphi\,\frac{2\pi\varrho_1}{n}\,G_1,$$

oder ſchärfer

$$A = \left(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{a}\right)\left(1 + \varphi\,\frac{\varrho}{b}\right)\left[1 + {}^1\!/_2\,\varphi_1\left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]$$
$$\left[1 - \varphi\,\frac{\varrho_1}{r}\left(1 - \frac{r}{a_1}\sin.\alpha_1\right)\right]Gh + \frac{2\pi\varrho_1}{n}\,\varphi\,G_1.$$

Macht die Hammerwelle pr. Minute u Umdrehungen und daher der Hammer pr. Minute nu Schläge, ſo folgt hiernach der Arbeitsaufwand des Hammerwerks pr. Secunde:

Digitized by Google

Statik der Hammerwerke.

I. $$L=\frac{nuA}{60}=\frac{nu}{60}\left(1+\varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1+\varphi\frac{\varrho}{b}\right)\left[1+{}^1/_2\varphi_1\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]$$
$$\left[1-\varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r}-\frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]Gh+\varphi\frac{\pi u\varrho_1}{30}G_1,$$

oder einfacher:

$$L=\frac{nu}{60}\left[1+\varphi\varrho\left(\frac{1}{a}+\frac{1}{b}\right)+{}^1/_2\varphi_1\left(\frac{a}{b}\right)^2\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{a}\right)h\right.$$
$$\left.-\varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r}-\frac{sin.\,\alpha_1}{a}\right)\right]Gh+\varphi\frac{\pi u\varrho_1}{60}G_1.$$

Ohne Nebenhinderniſſe wäre natürlich der Arbeitsaufwand:

$$L_1=\frac{nu}{60}Gh.$$

Für ein Stirnhammerwerk hat man:

II. $$L=\frac{nu}{60}\left(1-\varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1+\varphi\frac{\varrho}{b}\right)\left[1+{}^1/_2\varphi_1\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]$$
$$\left[1+\varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r}+\frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]Gh+\varphi\frac{\pi u\varrho_1}{30}G_1.$$

Für einen Bruſthammer iſt:

III. $$L=\frac{nu}{60}\left(1+\varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1-\varphi\frac{\varrho}{b}\right)\left[1+{}^1/_2\varphi_1\left(\frac{1}{r}-\frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]$$
$$\left[1+\varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r}+\frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]Gh+\varphi\frac{\pi u\varrho_1}{30}G_1,$$

und für einen Aufwerfhammer:

IV. $$L=\frac{nu}{60}\left(1+\varphi\frac{\varrho}{a}\right)\left(1-\varphi\frac{\varrho}{b}\right)\left[1+{}^1/_2\varphi_1\sqrt{\frac{1}{r^2}+\frac{1}{a^2}}\left(\frac{a}{b}\right)^2 h\right]$$
$$\left[1+\varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r}+\frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]Gh+\varphi\frac{\pi u\varrho_1}{30}G_1.$$

Beiſpiel. Ein Stirnhammer habe ein Gewicht $G = 10000$ Pfund und werde pr. Minute $nu = 60$ Mal aufgehoben, wobei der Schwerpunkt jedes Mal auf die Höhe $h = 1$ Fuß ſteigt, ferner ſei die Länge ſeines Kraftarmes, $a = 8$, die ſeines Laſtarmes, $b = 6$ Fuß, ſowie der mechaniſche Halbmeſſer der Hammerwelle, $r = 2$ Fuß, der Halbmeſſer des oberſchlägigen Waſſerrades, welches die Daumenwelle direct in Bewegung ſetzt, $a_1 = 10$ Fuß und das Gewicht deſſelben, $G_1 = 40000$ Pfund; nehmen wir noch an, daß der mittlere Halbmeſſer der Drehungsaxe des Hammers, $\varrho = {}^1/_4$ Fuß und der Zapfenhalbmeſſer der Daumenwelle, $\varrho_1 = {}^1/_2$ Fuß betrage, daß der Coefficient der Zapfenreibung, $\varphi = 0{,}1$ und der der gleitenden Reibung, $\varphi_1 = 0{,}2$ ſei, daß endlich die Umdrehungskraft der Welle ſenkrecht wirke, alſo $\alpha_1 = 90$ Grad meſſe und die Hübigkeit derſelben, $n = 5$ betrage, alſo die Welle pr. Minute, $u = \frac{nu}{n} = \frac{60}{5} = 12$ Umdrehungen mache. Welches iſt der erforderliche Arbeitsaufwand zum Umtriebe dieſes Hammers?

Digitized by Google

Es iſt der theoretiſche Arbeitsaufwand: Statik der Hammerwerke.

$$L_1 = \frac{nu}{60} Gh = Gh = 10000 \text{ Fußpfund},$$

alſo nahe 20 Pferdekräfte.

Ferner iſt

$$\varphi \frac{\varrho}{a} = 0{,}1 \cdot \frac{1}{4.8} = \frac{0{,}1}{32} = 0{,}0031,$$

$$\varphi \frac{\varrho}{b} = 0{,}1 \cdot \frac{1}{4.6} = \frac{0{,}1}{24} = 0{,}0042,$$

$$\tfrac{1}{2} \varphi_1 \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h = 0{,}1 \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{8}\right)\left(\frac{8}{6}\right)^2 . 1 = 0{,}1 \cdot \frac{5}{8} \cdot \frac{16}{9} = 0{,}1111,$$

$$\varphi \varrho_1 \left(\frac{1}{r} + \frac{\sin. \alpha_1}{a_1}\right) = 0{,}1 \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{10}\right) = 0{,}05 \cdot \frac{3}{5} = 0{,}0300.$$

und

$$\varphi \frac{\pi u \varrho_1}{30} = 0{,}1 \,.\, 0{,}1047 \,.\, 12 \,.\, \frac{1}{2} = 0{,}1 \,.\, 0{,}6282 = 0{,}0628,$$

daher folgt die erforderliche Leiſtung dieſes Hammerwerkes:

$$L = \left[1 - \varphi \frac{\varrho}{a} + \varphi \frac{\varrho}{b} + \frac{1}{2} \varphi_1 h \left(\frac{a}{b}\right)^2 \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right) + \varphi \varrho_1 \left(\frac{1}{r} + \frac{\sin. \alpha_1}{a_1}\right)\right] \frac{nu}{60} Gh$$

$$+ \varphi \frac{\pi u \varrho_1}{30} G_1 = (1 - 0{,}0031 + 0{,}0042 + 0{,}1111 + 0{,}0300) \,.\, 10000$$

$$+ 0{,}0628 \,.\, 40000 = 11422 + 2512 = 13934 \text{ Fußpfund}.$$

§. 497. Bei den gewöhnlichen Hammerwerken, wo der Hammer mit 6 und mehr Fuß Geſchwindigkeit emporgehoben wird, reicht die vorſtehende ſtatiſche Beſtimmung der mechaniſchen Arbeit nicht mehr aus, hier treten noch die Wirkungen der trägen Maſſen beſonders hervor, ſo daß es nöthig wird, auch dieſelben mit in Betracht zu ziehen. Vor Allem iſt die Wirkung des Stoßes beim Aufſchlagen eines Daumens auf die Streichplatte des Hammers zu ermitteln. Es gehe bei dieſem Stoße die Umdrehungsgeſchwindigkeit der mechaniſchen Daumenwelle aus v in v_1 über, und es nehme hierbei der anfangs ruhende Angriffspunkt des Hammers die gleiche Geſchwindigkeit v_1 an; ſetzen wir dann die jedenfalls ſehr kurze Zeit des Stoßes $= \tau$, ſo können wir die Retardation der Bewegung des Angriffspunktes der Welle Mechanik der Hammerwerke.

$$p_1 = \frac{v - v_1}{\tau}$$

und die Beſchleunigung der Bewegung des Kraftpunktes des Hammers

$$p = \frac{v_1}{\tau},$$

folglich

$$\frac{p_1}{p} = \frac{v - v_1}{v_1}$$

ſetzen.

Digitized by Google

Mechanik der Hammerwerke.

Ist nun die auf den Kraftpunkt A des Hammers reducirte Masse, mit welchem während des Stoßes der Daumen auf den Schwanz des Hammers wirkt $= M$, so hat man das Moment des Druckes R,

$$Ra = Mpa + \varphi\varrho\left(R + \frac{G}{g}\frac{b}{a}p\right)$$

oder

$$R(a - \varphi\varrho) = \left(Ma + \varphi\varrho\frac{G}{g}\frac{b}{a}\right)p,$$

weil derselbe nicht allein die Trägheitskraft Mp, sondern auch die aus dem Axendrucke $R + \frac{G}{g}\frac{b}{a}p$ hervorgehende Axenreibung des Hammers zu überwinden hat.

Bezeichnet man ferner die auf den Angriffspunkt reducirte träge Masse der Daumenwelle durch M_1, so ist die Trägheitskraft derselben $= M_1 p_1$, und daher das Moment

$$M_1 p_1 r = Rr + \varphi Q\varrho_1 = R(r + \varphi\varrho_1)$$

zu setzen, weil während des Stoßes nicht allein die am Hebelarm r wirkende Kraft R, sondern auch die aus ihr erwachsende Zapfenreibung φR, welche am Hebelarme ϱ_1 wirkt, zu überwinden ist. Führt man den Werth für R aus der ersten Gleichung in die zweite ein, so folgt

$$M_1 p_1 r = \frac{(r + \varphi\varrho_1)\left(Ma + \varphi\varrho\frac{G}{g}\frac{b}{a}\right)p}{a - \varphi\varrho},$$

und daher

$$\frac{v - v_1}{v_1} = \frac{p_1}{p} = \frac{(r + \varphi\varrho_1)\left(Ma + \varphi\varrho\frac{G}{g}\frac{b}{a}\right)}{(a - \varphi\varrho)M_1 r}$$

$$= \frac{\left(1 + \varphi\frac{\varrho_1}{r}\right)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{a}\frac{b}{a}\frac{G}{Mg}\right)}{1 - \varphi\frac{\varrho}{a}} \cdot \frac{M}{M_1},$$

oder, da $\frac{Mga^2}{Gb}$ der Abstand l des Schwingungspunktes des Hammers von der Drehungsaxe C ist (s. Band I, §. 298),

$$\frac{v - v_1}{v_1} = \frac{\left(1 + \varphi\frac{\varrho_1}{r}\right)\left(1 + \varphi\frac{\varrho}{l}\right)}{1 - \varphi\frac{\varrho}{a}} \cdot \frac{M}{M_1},$$

annähernd

Digitized by Google

$$= \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{a} + \varphi \frac{\varrho_1}{r} + \varphi \frac{\varrho}{l}\right) \frac{M}{M_1}.$$

Bezeichnet man zur Vereinfachung

$$\frac{\left(1 + \varphi \frac{\varrho_1}{r}\right)\left(1 + \varphi \frac{\varrho}{l}\right)}{1 - \varphi \frac{\varrho}{a}} = \left(1 + \varphi \frac{\varrho}{a} + \varphi \frac{\varrho_1}{r} + \varphi \frac{\varrho}{l}\right)$$

durch $\varkappa$, ſo folgt

$$M_1 (v - v_1) = \varkappa M v_1,$$

und daher die Geſchwindigkeit am Ende des Stoßes:

$$v_1 = \frac{M_1 v}{M_1 + \varkappa M}.$$

Für die Stirn- und die Bruſthämmer iſt

$$\varkappa = 1 - \varphi \frac{\varrho}{a} + \varphi \frac{\varrho_1}{r} + \varphi \frac{\varrho}{l},$$

aber der Ausdruck für v_1 derſelbe.

Macht man $a = l$, läßt man alſo den Hammer im Schwingungspunkte oder Mittelpunkte des Stoßes vom Daumen ergreifen (ſ. Band I., §. 284 und §. 298), ſo iſt die Reaction des Stoßes auf die Umdrehungsaxe des Hammers = Null und $\varkappa = 1 + \varphi \frac{\varrho_1}{r}$.

Der durch den Stoß hervorgebrachte Arbeitsverluſt der Daumenwelle iſt

$$\frac{M_1 (v^2 - v_1^2)}{2} = \frac{(2 M_1 + \varkappa M) \varkappa M M_1}{(M_1 + \varkappa M)^2} \frac{v^2}{2}$$

(ſ. §. 466, ſowie §. 472 u. ſ. w.).

Mit dieſem Arbeitsverluſte der Welle iſt aber wieder der Arbeitsgewinn

$$\frac{M v_1^2}{2} = \frac{M M_1^2}{(M_1 + \varkappa M)^2} \frac{v^2}{2}$$

des Hammers verbunden; daher beträgt der Arbeitsverluſt des ganzen Hammerwerkes nur

$$L_2 = \frac{(2 M_1 + \varkappa M) \varkappa M M_1 - M M_1^2}{(M_1 + \varkappa M)^2} \frac{v^2}{2}$$

$$= \frac{(2 \varkappa - 1) M_1 + \varkappa^2 M}{(M_1 + \varkappa M)^2} M M_1 \frac{v^2}{2}.$$

Jedenfalls iſt $\varkappa$ wenig größer als Eins, wir können daher auch annähernd $\varkappa = 1$ und

$$L_2 = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{v^2}{2}$$

ſetzen (ſ. §. 472), und erhalten nun für $M_1 = M$,

Digitized by Google

Mechanik der Hammerwerke.

$$L_2 = {}^1/_4\, M v^2,$$

sowie für $M_1 = \infty M$,

$$L_2 = {}^1/_2\, M v^2,$$

also jedenfalls

$$L_2 > {}^1/_4\, M v^2 \text{ und } < {}^1/_2\, M v^2.$$

Beispiel. Ist die auf den Kraftpunkt A reducirte träge Masse des Stirnhammers im Beispiele des letzten Paragraphen, $M = 0{,}7\,\frac{G}{g}$ und die eben daher reducirte Masse der armirten Daumenwelle sammt Wasserrad, $M_1 = 16\,\frac{G_1}{g}$, so folgt der Abstand des Schwingungspunktes desselben von seiner Umdrehungsaxe:

$$l = \frac{0{,}7\,\frac{G}{g}\,a^2}{\frac{G}{g}\,b} = 0{,}7\,\frac{a^2}{b} = 0{,}7 \cdot \frac{64}{6} = \frac{22{,}4}{3} = 7{,}47 \text{ Fuß},$$

und das Massenverhältniß:

$$\frac{M}{M_1} = \frac{0{,}7\,\frac{G}{g}}{16\,\frac{G_1}{g}} = \frac{0{,}7\,G}{16\,G_1} = \frac{0{,}7 \,.\, 10000}{16 \,.\, 40000} = \frac{0{,}7}{64} = 0{,}01094.$$

Nun ist aber noch:

$$\varkappa = 1 - \varphi\,\frac{\varrho}{a} + \varphi\,\frac{\varrho_1}{r} + \varphi\,\frac{\varrho}{l}$$

$$= 1 - 0{,}1 \cdot \frac{1}{32} + 0{,}1 \cdot \frac{1}{4} + 0{,}1 \cdot \frac{1}{4 \,.\, 7{,}47} = 1{,}025,$$

und daher das Geschwindigkeitsverhältniß:

$$\frac{v_1}{v} = \frac{M_1}{M_1 + \varkappa M} = \frac{1}{1 + 1{,}025 \,.\, 0{,}01094} = \frac{1}{1{,}0112} = 0{,}9889.$$

§. 498. Geht die Gesammtmasse $M + M_1$ während des Hammerhubes aus der Geschwindigkeit v_1 in die Geschwindigkeit v_2 über, wobei sich die Welle um den Winkel

$$\alpha = \frac{b}{r}\,\beta = \frac{b}{r}\,\frac{h}{a}\left[1 + \frac{1}{6}\left(\frac{h}{a}\right)^2\right]$$

dreht, so verrichtet die am Hebelarm a_1 wirkende Umtriebskraft P_1 die mechanische Arbeit:

$$P_1\, a_1\, \alpha = A_1 + A_2 + \varphi\left[G_1 - P\left(1 - \frac{r\,sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]\varrho_1\,\alpha$$

$$- (M + M_1)\left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right).$$

Bei dem hierauf erfolgenden Leergange der Welle dreht sich dieselbe um den Winkel

Digitized by Google

$$\psi - \alpha = (1 - \nu)\,\psi = (1 - \nu)\,\frac{2\pi}{n},$$

und es geht hierbei die Geſchwindigkeit ihrer Maſſe aus v_2 wieder in v über, folglich iſt die entſprechende mechaniſche Arbeit der Umtriebskraft:

$$P_1 a_1 (\psi - \alpha) = \varphi G_1 \varrho_1 (\psi - \alpha) + M_1 \left(\frac{v^2 - v_2^2}{2}\right).$$

Um nun einen Ausdruck für die Endgeſchwindigkeit v_2 zu finden, kommt es nur darauf an, dieſe beiden Arbeitsformeln durch einander zu dividiren. Es ergiebt ſich auf dieſe Weiſe

$$\frac{\psi - \alpha}{\alpha} = \frac{\varphi G_1 \varrho_1 (\psi - \alpha) + {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_2^2)}{A_1 + A_2 + \varphi\left[G_1 - P\left(1 - \frac{r\,sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right]\varrho_1 \alpha - (M + M_1)\left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{2}\right)},$$

oder, wenn man $\varphi \varrho_1 \left[G_1 \psi - P\left(1 - \frac{r\,sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\alpha\right] = A_3$,

$$\varphi G_1 \varrho_1 (\psi - \alpha) = A_4 \text{ und}$$

$$A_1 + A_2 + A_3 = A$$

einſetzt und die Diviſoren wegſchafft:

$$(\psi - \alpha)\,[A - A_4 - {}^1/_2 (M + M_1)\,(v_1^2 - v_2^2)] = \alpha\,[A_4 + {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_2^2)],$$

d. i.

$$[(\psi - \alpha)\,(M + M_1) + \alpha M_1]\,\frac{v_2^2}{2} = (\psi - \alpha)\,(M + M_1)\,\frac{v_1^2}{2} + \alpha M_1 \frac{v^2}{2} - (\psi - \alpha)\,A + \psi A_4,$$

ſo daß ſich nun für die Endgeſchwindigkeit v_2 folgende Formel

$$v_2 = \sqrt{\frac{(\psi - \alpha)\,(M + M_1)\,v_1^2 + \alpha M_1 v^2 - 2\,(\psi - \alpha)\,A + 2\,\psi A_4}{(\psi - \alpha)\,(M + M_1) + \alpha M_1}}$$

ergiebt.

Da

$$A = \left[1 + \varphi \frac{\varrho}{a} + \varphi \frac{\varrho}{b} + {}^1/_2 \varphi_1 \left(\frac{1}{r} + \frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h - \varphi \varrho_1 \left(\frac{1}{r} - \frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right] G h + \frac{2\pi \varrho_1}{n} \varphi G_1$$

und

$$A_4 = \varphi G_1 \varrho_1 (\psi - \alpha) = \varphi (1 - \nu) G_1 \varrho_1 \psi = (1 - \nu)\,\frac{2\pi \varrho_1}{n} \varphi G_1$$

iſt, ſo folgt

Digitized by Google

Mechanik der Hammerwerke.

$$(\psi - \alpha)\, A - \psi\, A_4 = \left[1 + \varphi\frac{\varrho}{a} + \varphi\frac{\varrho}{b} + {}^1/_2\,\varphi_1\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h - \varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r} - \frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)\right](\psi - \alpha)\, G\, h$$

oder

$$= (1 + \xi)\,(\psi - \alpha)\, G\, h,$$

wenn man

$$\varphi\frac{\varrho}{a} + \varphi\frac{\varrho}{b} + {}^1/_2\,\varphi_1\left(\frac{1}{r}+\frac{1}{a}\right)\left(\frac{a}{b}\right)^2 h - \varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r} - \frac{sin.\,\alpha_1}{a_1}\right)$$

durch ξ bezeichnet, und daher

$$v_2 = \sqrt{\frac{(1-\nu)\,[(M + M_1)\, v_1^2 - 2\,(1+\xi)\, G\, h] + \nu\, M_1\, v^2}{(1-\nu)\,(M + M_1) + \nu\, M_1}}$$

Damit v_2 nicht Null ausfalle, muß

$$(1-\nu)\,(M + M_1)\, v_1^2 + \nu\, M_1\, v^2 > 2\,(1-\nu)\,(1+\xi)\, G\, h,$$

also die Umdrehungsmasse

$$M_1 > \frac{(1-\nu)\,[2\,(1+\xi)\, G h - M v_1^2]}{(1-\nu)\, v_1^2 + \nu v^2}$$

sein.

Giebt man den zulässigen Grad $\delta = \frac{v - v_2}{{}^1/_2\,(v + v_2)}$ der Ungleichförmigkeit des Ganges, so kann man die Endgeschwindigkeit mittels der Formel

$$v_2 = \left(\frac{1 - {}^1/_2\,\delta}{1 + {}^1/_2\,\delta}\right) v,$$

und hieraus die nöthige Umdrehungsmasse mittels des Ausdruckes

$$M_1 = \frac{(1-\nu)\,[2\,(1+\xi)\, G h - M\,(v_1^2 - v_2^2)]}{\nu v^2 + (1-\nu)\, v_1^2 - v_2^2}$$

berechnen.

Durch Anwendung eines Schwungrades (s. §. 184) kann man natürlich der Umdrehungsmasse jede beliebige und also auch die berechnete Größe (M_1) geben.

Führt man in diese Gleichung die mittlere Geschwindigkeit

$$c = \frac{\pi\, u r}{30} = 0{,}10472\,.\,u r$$

ein und setzt man

$$v = (1 + {}^1/_2\,\delta)\, c,$$

also annähernd

$$v^2 = (1 + \delta)\, c^2,$$

sowie

$$v_1 = \frac{M_1\, v}{M_1 + \varkappa M},$$

Digitized by Google

annähernd

$$= v\left(1 - \varkappa\frac{M}{M_1}\right) = (1 + {}^1/_2\,\delta)\left(1 - \frac{\varkappa M}{M_1}\right)c,$$

alſo

$$v_1^2 = (1 + \delta)\left(1 - \frac{2\varkappa M}{M_1}\right)c^2 = \left(1 + \delta - \frac{2\varkappa M}{M_1}\right)c^2$$

und

$$v_2 = (1 - {}^1/_2\,\delta)\,c,$$

alſo

$$v_2^2 = (1 - \delta)\,c^2,$$

ſo erhält man die erforderliche Umdrehungsmaſſe:

$$M_1 = \frac{(1 - v)\left[(1 + \zeta)\,Gh - \left(\delta - \frac{\varkappa M}{M_1}\right)Mc^2\right]}{\left(\delta - (1 - v)\frac{\varkappa M}{M_1}\right)c^2},$$

d. i.

$$M_1 = \frac{1 - v}{\delta}\left((1 + \zeta)\frac{Gh}{c^2} + \left[\varkappa\left(1 + \frac{M}{M_1}\right) - \delta\right]M\right)$$

$$= \frac{1 - v}{\delta}\left(\left(\frac{30}{\pi ur}\right)^2(1 + \zeta)\,Gh + \left[\varkappa\left(1 + \frac{M}{M_1}\right) - \delta\right]M\right).$$

Annähernd iſt

$$M_1 = \frac{1 - v}{\delta c^2}(1 + \zeta)\,Gh = \frac{1 - v}{\delta}\left(\frac{30}{\pi ur}\right)^2(1 + \zeta)\,Gh.$$

Bei den gewöhnlichen Hammerwerken genügt es, den Ungleichförmigkeitsgrad δ auf ${}^1/_5$ herabzuziehen; ſetzt man noch

$$1 - v = 1 - 0{,}4 = 0{,}6 \quad \text{und} \quad 1 + \zeta = 1{,}3,$$

ſo erhält man

$$M_1 = 0{,}6\,.\,5\,.\,1{,}3\,\frac{Gh}{c^2} = 3{,}9\,\frac{Gh}{c^2} = 355{,}6\,\frac{Gh}{u^2r^2},$$

und

$$M_1 g = 31{,}25\,.\,355{,}6\,\frac{Gh}{u^2r^2} = 11113\,\frac{Gh}{u^2r^2}\ \text{Pfund}.$$

Z. B. für $u = 16$, alſo $u^2 = 256$,

$$M_1 g = 43{,}41\,\frac{Gh}{r^2}.$$

Für einen Stirnhammer, wo $G = 10000$ Pfund und $h = 1{,}25$ Fuß iſt,

$$M_1 g = 542625\,\frac{G}{r^2},$$

Digitized by Google

Mechanik der Hammerwerke.

ferner für einen Aufwerfhammer, wo $Gh = 1500 \cdot 2 = 3000$ Fußpfund beträgt,

$$M_1 g = 130230 \frac{G}{r^2},$$

und für einen Schwanzhammer, wo $Gh = 750 \cdot 3 = 2250$ Fußpfund ist,

$$M_1 g = 97672 \frac{G}{r^2}.$$

Diese Formeln geben in $M_1 g$ zugleich auch das nöthige Gewicht des Schwungrades an, wenn man statt r den Halbmesser r_1 desselben einsetzt.

Um einen genauen Werth der nöthigen Umdrehungsmasse M_1 zu finden, hat man nur nöthig, in der vollständigeren Formel

$$M_1 = \frac{1-\nu}{\delta}\left(\left(\frac{30}{\pi u r}\right)^2 (1+\xi)\, Gh + \left[\varkappa\left(1+\frac{M}{M_1}\right) - \delta\right] M\right),$$

rechts in $\frac{M}{M_1}$, den Näherungswerth

$$M_1 = \frac{1-\nu}{\delta}\left(\frac{30}{\pi u r}\right)^2 (1+\xi)\, Gh = 355{,}6\, \frac{Gh}{u^2 r^2}$$

einzusetzen.

Beispiel. Für den in den letzten Beispielen (§. 496 u. f. w.) behandelten Stirnhammer ist die nöthige Umdrehungsmasse annähernd

$$M_1 = 355{,}6 \frac{Gh}{u^2 r^2} = 355{,}6 \cdot \frac{10000 \cdot 1}{144 \cdot 4} = 6174 \text{ Pfund}$$

und das Gewicht des Schwungrades, wenn dasselbe den Halbmesser $r_1 = 8$ Fuß hat:

$$G_1 = M_1 g \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 = 31{,}25 \cdot \frac{6174}{16} = 12058 \text{ Pfund}.$$

Genauer ist, wenn man noch $\varkappa = 1{,}1$ und $M = \frac{7000}{31{,}25} = 224$ einführt,

$$\begin{aligned} M_1 &= 355{,}6 \frac{Gh}{u^2 r^2} + \frac{1-\nu}{\delta}\left[\varkappa\left(1+\frac{M}{M_1}\right) - \delta\right] M \\ &= 355{,}6 \frac{Gh}{u^2 r^2} + 3 \cdot \left[1{,}1\left(1+\frac{224}{6174}\right) - 0{,}2\right] 224 \\ &= 6174 + 3 \cdot 0{,}9399 \cdot 224 = 6174 + 632 = 6806 \text{ Pfund}, \end{aligned}$$

folglich

$$M_1 g = 31{,}25 \cdot 6806 = 212690,$$

und daher das Gewicht des erforderlichen Schwungrades vom Halbmesser $r_1 = 8$, wenn man die übrigen trägen Massen auf der Daumenwelle vernachlässigt,

$$G_1 = M_1 g \left(\frac{r}{r_1}\right)^2 = 212690 \left(\frac{2}{8}\right)^2 = \frac{212690}{16} = 13293 \text{ Pfund}.$$

§. 499. Um den gesammten Arbeitsaufwand, welcher zum Betriebe eines Hammerwerkes nöthig ist, zu finden, hat man nur zu der §. 496 ermittelten statischen Arbeit $A = A_1 + A_2 + A_3$ noch den Arbeitsauf-

Digitized by Google

wand zu addiren, welchen der Stoß beim Angriffe conſumirt, und die mechaniſche Arbeit zu ſubtrahiren, welche die Hammermaſſe während des Aufſteigens des Hammers der Welle zurückgiebt. Es iſt folglich die ganze Arbeit pr. Hammerſpiel

Leiſtung der Hammerwerke.

$$P_1 a_1 \psi = A + {}^1/_2 M_1 (v^2 - v_1^2) - {}^1/_2 M (v_1^2 - v_2^2)$$
$$= A + {}^1/_2 [M_1 v^2 + M v_2^2 - (M + M_1) v_1^2]$$

und daher die erforderliche Leiſtung pr. Secunde, wenn die Hammerwelle die Hübigkeit n hat und pr. Minute u Umdrehungen macht:

$$L = \frac{n u}{60} (A + {}^1/_2 [M_1 v^2 + M v_2^2 - (M + M_1) v_1^2])$$

$$= \frac{n u}{60} \left((1 + \zeta) G h + \frac{2\pi}{n} \varphi G_1 \varrho_1 + {}^1/_2 [M_1 v^2 + M v_2^2 - (M + M_1) v_1^2] \right).$$

Nun iſt aber noch

$$v_2 = \left(\frac{1 - {}^1/_2 \delta}{1 + {}^1/_2 \delta} \right) v,$$

$$v_1 = \frac{M_1 v}{M_1 + \varkappa M},$$

und

$$v = (1 + {}^1/_2 \delta) c = (1 + {}^1/_2 \delta) \frac{\pi u r}{30},$$

daher folgt

$$M v_2^2 = M \left(\frac{1 - {}^1/_2 \delta}{1 + {}^1/_2 \delta} \right)^2 v^2$$

und

$$M_1 v^2 - (M + M_1) v_1^2 = \frac{M_1 (M_1 + \varkappa M)^2 - (M + M_1) M_1^2}{(M_1 + \varkappa M)^2} v^2$$
$$= \frac{(2\varkappa - 1) M_1 + \varkappa^2 M}{(M_1 + \varkappa M)^2} M M_1$$

und

$$L = \frac{n u}{60} \left((1 + \zeta) G h + \frac{2\pi}{n} \varphi G_1 \varrho_1 + \left[\frac{(2\varkappa - 1) M_1 + \varkappa^2 M}{(M_1 + \varkappa M)^2} M_1 \right.\right.$$
$$\left.\left. + \left(\frac{1 - {}^1/_2 \delta}{1 + {}^1/_2 \delta} \right)^2 \right] \frac{M v^2}{2} \right) = \frac{n u}{60} \left((1 + \zeta) G h + \frac{2\pi}{n} \varphi G_1 \varrho_1 \right.$$
$$\left. + \left[\frac{(2\varkappa - 1) M_1 + \varkappa^2 M}{(M_1 + \varkappa M)^2} M_1 + \left(\frac{1 - {}^1/_2 \delta}{1 + {}^1/_2 \delta} \right)^2 \right] (1 + {}^1/_2 \delta)^2 \left(\frac{\pi u r}{30} \right)^2 \frac{M}{2} \right).$$

Um mittels dieſer Formel die Leiſtung eines Hammerwerkes beſtimmen zu können, iſt es nöthig, vorher den Widerſtandscoefficient

Digitized by Google

Leiſtung der Hammerwerke.

$$\xi = \varphi\varrho\left(\frac{1}{a}+\frac{1}{b}\right) + {}^1/_2\,\varphi_1\left(\frac{a}{b}\right)^2\left(\frac{1}{a}+\frac{1}{r}\right)h - \varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r} - \frac{\sin.\alpha_1}{a_1}\right)$$

ſowie den Stoßcoefficient

$$\varkappa = 1 + \varphi\varrho\left(\frac{1}{a}+\frac{1}{l}\right) + \varphi\,\frac{\varrho_1}{r}$$

und den Ungleichförmigkeitsgrad:

$$\delta = \frac{(1-\nu)\left[(1+\xi)Gh + \varkappa\left(1+\frac{M}{M_1}\right)Mc^2\right]}{[M_1+(1-\nu)M]c^2}$$

$$= \frac{1-\nu}{M_1+(1-\nu)M}\left[(1+\xi)\left(\frac{30}{\pi u r}\right)^2 Gh + \varkappa\left(1+\frac{M}{M_1}\right)M\right]$$

zu ermitteln.

Es iſt annähernd

$$(1+{}^1/_2\delta)^2 = 1+\delta,$$

$$\left(\frac{1-{}^1/_2\delta}{1+{}^1/_2\delta}\right)^2 = 1-2\delta$$

und

$$\frac{(2\varkappa-1)M_1+\varkappa^2 M}{(M_1+\varkappa M)^2}M_1 + \left(\frac{1-{}^1/_2\delta}{1+{}^1/_2\delta}\right)^2 = 2(\varkappa-\delta)-(3\varkappa-2)\varkappa\frac{M}{M_1},$$

daher einfacher

$$L = \frac{nu}{60}\left[(1+\zeta)Gh + \frac{2\pi}{n}\varphi G_1\varrho_1 + \left(2(\varkappa-\delta)-(3\varkappa-2)\varkappa\frac{M}{M_1}\right)(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\frac{M}{2}\right].$$

Bei einem Hammerwerke ohne Reitel, wo der Hammer, nachdem ihn der Daumen verlaſſen hat, vermöge ſeiner Geſchwindigkeit v_2 noch auf die Höhe $z = \frac{{}^1/_2 M v_2^2}{G} = \frac{Mg}{G}\cdot\frac{v_2^2}{2g}$ frei aufſteigt, und daher auch im Ganzen von der Höhe $h+z$ herabfällt, iſt die Nutzleiſtung:

$$L_1 = \frac{nu}{60}\cdot G(h+z) = \frac{nu}{60}(Gh + {}^1/_2 M v_2^2).$$

Bei einem Hammerwerke mit Reitel fällt der Hammer mit der Anfangsgeſchwindigkeit $v_3 = v_2\sqrt{\mu}$, wo μ ein ächter Bruch iſt (ſ. Band I, §. 309) zurück, daher iſt die Nutzleiſtung deſſelben auch nur

$$L_1 = \frac{nu}{60}G(h+\mu z) = \frac{nu}{60}(Gh + {}^1/_2\mu M v_2^2)$$

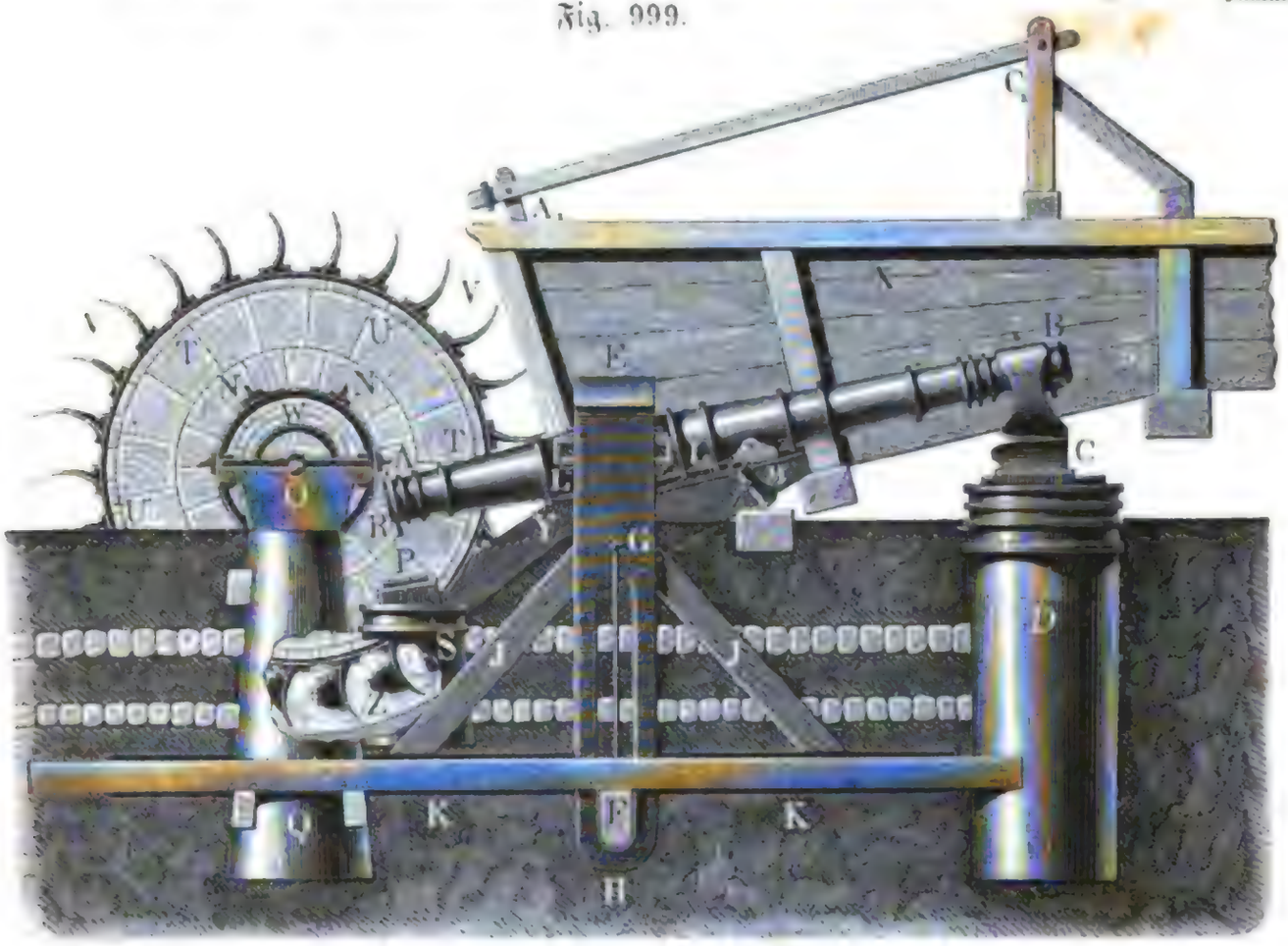
$$= \frac{nu}{60}\left[Gh + {}^1/_2\mu(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M\right].$$

Durch Diviſion ergiebt ſich folgender allgemeiner Ausdruck für den Wirkungsgrad des Hammerwerkes:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{Gh + \mu(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\frac{M}{2}}{(1+\zeta)Gh + \frac{2\pi}{n}\varphi G_1\varrho_1 + \left(2(\varkappa-\delta)-(3\varkappa-2)\varkappa\frac{M}{M_1}\right)(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\frac{M}{2}}$$

Beiſpiel. Ein Schwanzhammerwerk, welches ähnlich wie das in Fig. 999 Leiſtung der Hammerwerke.

Fig. 999.



abgebildete von einem unterſchlägigen Waſſerrade in Umtrieb geſetzt wird, hat folgende Dimenſionen, Verhältniſſe und Gewichte; man ſoll den Gang und die Betriebskraft deſſelben ermitteln.

Das Gewicht des Hammers iſt 500 Pfd., das des beſchlagenen Helmes ammt Hammerhülſe 2400 Pfd., das des Sohlringes, = 100 Pfd., der Abſtand des Schwerpunktes des Hammers von der Drehungsare, = 9 Fuß und der des Schwanzendes von derſelben, $a = \frac{9}{2} = 4{,}5$ Fuß, folglich das ganze Gewicht des Hammers

$$= G = 500 + 2400 + 100 = 3000 \text{ Pfd.},$$

das Moment deſſelben:

$$Gb = 500 . 9 + 1600 . \tfrac{9}{2} - 800 . \tfrac{9}{4} - 100 . \tfrac{9}{2} = 9455,$$

alſo der Hebelarm der Laſt:

$$b = \frac{9455}{3000} = 3{,}152 \text{ Fuß}.$$

Ferner iſt der Hub des Hammerkopfes $= 1\frac{1}{2} = \frac{3}{2}$ Fuß

$$= 1\tfrac{1}{2} = \tfrac{3}{2} \text{ Fuß},$$

daher der Hub des Schwerpunktes vom ganzen Hammer:

$$h = \tfrac{3}{2} . \frac{3{,}152}{9} = 0{,}5254 \text{ Fuß}$$

und

$$Gh = 3000 . 0{,}5254 = 1576 \text{ Fußpfund}.$$

Die Welle hat $= n = 6$ Daumen und läuft pr. Minute $nu = 20$ Mal um, folglich iſt die Anzahl der Hammerhübe pr. Secunde:

$$\frac{nu}{60} = \frac{120}{60} = 2.$$

Leistung der Hammerwerke.

Der Weg des Schwanzendes pr. Hub beträgt $= \frac{1}{2} . 1{,}5 = \frac{3}{4}$ Fuß, folglich der Weg des Daumens pr. Spiel:

$$= \frac{3}{4} : \nu = \frac{3}{4} . \frac{5}{2} = \frac{15}{8} \text{ Fuß},$$

der Umfang des Daumenringes

$$p = n . \frac{15}{8} = \frac{6 . 15}{8} = \frac{45}{4} = 11{,}25 \text{ Fuß},$$

und der nöthige Halbmesser dieses Ringes oder Theilkreises:

$$r = \frac{p}{2\pi} = \frac{11{,}25}{2\pi} = 1{,}790 \text{ Fuß}.$$

Noch ist das Trägheitsmoment des Hammers:

$$Mg a^2 = 500 . 81 + 1600 . \frac{81}{4} + 800 . \frac{81}{12} + 100 . \frac{81}{4} = 1125 . 81,$$

daher die träge Masse des Hammers, auf das Schwanzende reducirt:

$$Mg = \frac{1125 . 81}{(\frac{9}{2})^2} = 1125 . 4 = 4500 \text{ und } M = 144 \text{ Pfd.}$$

Das Gewicht der armirten Daumenwelle sammt Daumenring und Wasserrad sei $G_1 = 20000$ Pfd. und das Trägheitsmoment desselben:

$$M_1 g r^2 = 125000,$$

folglich die träge Masse der Hammerwelle, auf den Umfang des Warzenkranzes reducirt,

$$M_1 g = \frac{125000}{1{,}79^2} = \frac{125000}{3{,}204} = 39014 \text{ und } M_1 = 1248 \text{ Pfd.}$$

Ist nun noch der mittlere Halbmesser der Zapfen der Hammerhülse, $\varrho = \frac{1}{12}$ Fuß, der Halbmesser der Zapfen der Hammerwelle, $\varrho_1 = \frac{1}{4}$ Fuß, der mittlere Halbmesser des Wasserrades, $a_1 = 4{,}5$ Fuß, und die mittlere Neigung der Richtung des Wasserstoßes gegen den Horizont, $\alpha_1 = 30$ Grad, und nimmt man den Reibungscoefficienten für die Zapfen der Hammerhülse und der Wasserradwelle, $\varphi = 0{,}1$, dagegen den für die Streichplatte, $\varphi_1 = 0{,}2$ an, so erhält man den Widerstandscoefficienten:

$$\zeta = \varphi\varrho\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{b}\right) + \frac{1}{2}\varphi_1\left(\frac{a}{b}\right)^2\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{r}\right)h - \varphi\varrho_1\left(\frac{1}{r} - \frac{\sin.\alpha_1}{a_1}\right)$$

$$= \frac{1}{120}\left(\frac{1}{4{,}5} + \frac{1}{3{,}15}\right) + 0{,}1\left(\frac{4{,}5}{3{,}15}\right)^2 . 0{,}525\left(\frac{1}{4{,}5} + \frac{1}{1{,}79}\right) - \frac{1}{40}\left(\frac{1}{1{,}79} - \frac{0{,}5}{4{,}5}\right)$$

$$= 0{,}0045 + 0{,}0837 - 0{,}0112 = 0{,}077, \text{ und}$$

$$\frac{2\pi}{n}\varphi G_1 \varrho_1 = \frac{2\pi}{6} \cdot \frac{1}{40} \cdot 20000 = 523{,}6.$$

Da der Abstand des Schwingungspunktes von der Drehungsaxe des Hammers:

$$l = \frac{81 . 1125}{3{,}15 . 3000} = \frac{27 . 1{,}125}{3{,}15} = 9{,}64 \text{ Fuß ist},$$

so folgt ferner der Stoßcoefficient:

$$\varkappa = 1 + \varphi\varrho\left(\frac{1}{a} + \frac{1}{l}\right) + \varphi\frac{\varrho_1}{r} = 1 + \frac{1}{120}\left(\frac{1}{4{,}5} + \frac{1}{9{,}64}\right) + \frac{1}{40} \cdot \frac{1}{1{,}79}$$

$$= 1 + 0{,}0027 + 0{,}0140 = 1{,}0167.$$

Nun ergiebt sich der Ungleichförmigkeitsgrad:

$$\delta = \frac{1 - \nu}{M_1 + (1 - \nu)M}\left[(1 + \zeta)\left(\frac{30}{\pi u r}\right)^2 Gh + \varkappa\left(1 + \frac{M}{M_1}\right)M\right]$$

$$= \frac{0{,}6}{1248 + 0{,}6 . 144}\left[1{,}077\left(\frac{30}{20 . 1{,}79\pi}\right)^2 . 1576 + 1{,}0167\left(1 + \frac{144}{1248}\right).144\right]$$

$$= \frac{0{,}6}{1334{,}4}\left(\frac{9{,}693 . 394}{(1{,}79\pi)^2} + 146{,}4 . 1{,}1154\right)$$

$$= \frac{0{,}6(120{,}76 + 163{,}29)}{1334{,}4} = 0{,}1277,$$

und daher die erforderliche Arbeit der Umtriebsmaſchine pr. Secunde: Leiſtung der Hammerwerke.

$$L = \frac{nu}{60}\left[(1+\zeta)\,Gh + \frac{2\pi}{n}\,\varphi\,G_1\varrho_1 + \left(2(\varkappa-\delta) - (3\varkappa-2)\varkappa\frac{M}{M_1}\right)(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2\frac{M}{2}\right]$$

$$= 2\left[1{,}077\,.\,1576 + 523{,}6 + \left(1{,}778 - 1{,}0501\,.\,1{,}0167\,.\,\frac{144}{1248}\right)1{,}1277\,.\left(\frac{2\,.\,1{,}79\pi}{3}\right)^2.72\right]$$

$$= 2\,[2221 + 1{,}655\,.\,36{,}086\,.\,(1{,}79\,\pi)^2] = 2\,(2221 + 1888)$$

$$= 8218 \text{ Fußpfund} = 16{,}11 \text{ Pferdekräfte.}$$

Die Nutzleiſtung iſt, wenn man $\mu = {}^3/_4$ ſetzt,

$$L_1 = \frac{nu}{60}\left[Gh + {}^1/_2\,\mu\,(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M\right]$$

$$= 2\left[1576 + {}^3/_8\,.\,1{,}1277\,.\left(\frac{2\,.\,1{,}79\pi}{3}\right)^2 144\right] = 2\,(1576 + 856) = 4864 \text{ Fußpfd.,}$$

daher der Wirkungsgrad des ganzen Hammerwerkes:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{4864}{8218} = 0{,}592.$$

§. 500. Beſteht die Umtriebsmaſchine eines Hammerwerkes in einem auf der Daumenwelle ſitzenden Waſſerrade, welches mit dem Aufſchlagwaſſerquantum Q_1 und dem Gefälle h_1 arbeitet und den Wirkungsgrad $= \eta_1$, alſo die Nutzleiſtung $L = \eta_1 Q_1 h_1 \gamma$ hat, ſo iſt die Nutzleiſtung des ganzen Hammerwerkes: Umtriebskraft der Hammerwerke

$$\eta L = \eta\,\eta_1\,Q_1\,h_1\,\gamma = \frac{nu}{60}\left[Gh + {}^1/_2\,\mu\,(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M\right],$$

und daher die Formel zur Beſtimmung der Aufſchlagwaſſermenge folgende:

$$Q_1 = \frac{nu}{60}\left(\frac{Gh + {}^1/_2\,\mu(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M}{\eta\,\eta_1\,h_1\,\gamma}\right).$$

Damit das als Umtriebsmaſchine des Hammerwerkes dienende Waſſerrad mit vortheilhafter Geſchwindigkeit umlaufen könne, iſt es nöthig, ein Zahnradvorgelege anzuwenden, alſo das Waſſerrad auf eine beſondere Welle zu ſetzen, und dieſe Welle mit der Daumenwelle durch in einander greifende Zahnräder zu verbinden (ſ. §. 488). Bezeichnet dann m_1 die Anzahl der Zähne des Triebrades auf der Waſſerradwelle und m die Anzahl der Zähne des Getriebrades auf der Daumenwelle, ſo iſt die Umdrehungszahl des Waſſerrades: $u_1 = \frac{m}{m_1}\,u$, und es geht in Folge der Zahnreibung die Leiſtungsformel in folgende über:

$$\eta\eta_1 Q_1 h_1 \gamma = \frac{nu}{60}\left[1 + \varphi_1\,\pi\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{m_1}\right)\right]\left[Gh + {}^1/_2\,\mu(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M\right],$$

wonach ſich dann entweder aus der geforderten Nutzleiſtung die Aufſchlagwaſſermenge Q_1, oder aus der gegebenen Größe der Waſſerkraft die Nutzleiſtung berechnen läßt.

Digitized by Google

Umtriebskraft der Hammerwerke.

Dient eine Dampfmaschine zum Umtrieb des Hammerwerkes, so schließt man diese durch den bekannten Krummzapfenmechanismus (s. §. 490) unmittelbar an die Daumenwelle an, und es ist daher dann

$$\eta\,\eta_1 \,.\, 144\, Q_1\, p_0 \left(1 + Ln\,\varepsilon - \frac{q_0}{p_1}\right) = \frac{n\,u}{60}\left[Gh + {}^1\!/_2\,\mu(1+\delta)\left(\frac{\pi u r}{30}\right)^2 M\right]$$

wobei Q_1 das Dampfquantum pr. Secunde,

p_0 die Dampfspannung im Kessel,

ε das Expansionsverhältniß,

q_0 den Gegendruck auf den Dampfkolben,

$p_1 = \frac{p_0}{\varepsilon}$ die berechnete Dampfspannung am Ende des Kolbenschubes,

und η_1 den Wirkungsgrad der ganzen Dampfmaschine, mit Einschluß des Kurbelmechanismus, bezeichnet.

Mit Hülfe dieser Hauptgleichung kann man die Dampfmenge Q_1 berechnen, welche zum Umtrieb eines gegebenen Hammerwerkes nöthig ist, und hieraus wieder, nach Anleitung der Dampfmaschinenlehre (Band 2, §. 468 u. f. w.), die übrigen mechanischen Verhältnisse, Dimensionen u. s. w. dieser Umtriebsmaschine bestimmen. Uebrigens ist, wenn F die Kolbenfläche und s den Kolbenhub der Dampfmaschine bezeichnet,

$$Q_1 = \frac{u\,F\,s}{30},$$

und daher auch

$$\eta\,\eta_1 \,.\, 144\, F s p_0 \left(1 + Ln\,\varepsilon - \frac{q}{p_1}\right) = \frac{n}{2}\left[G h + {}^1\!/_2\,\mu\,(1+\delta)\left(\frac{\pi\,u\,r}{30}\right)^2 M\right]$$

zu setzen.

Andere Umtriebsmaschinen, als verticale Wasserräder und Dampfmaschinen, eignen sich nicht gut zum Umtrieb der Hebelhammerwerke.

Beispiel 1. Wenn man zum Umtrieb des in §. 499 berechneten Schwanzhammers ein unterschlägiges Rad mit krummen Schaufeln, wie Fig. 999 darstellt, anwendet, welches ein Gefälle $h_1 = 8$ Fuß und den Wirkungsgrad $\eta_1 = 0{,}5$ hat, so ist die nöthige Aufschlagwassermenge desselben:

$$Q_1 = \frac{L}{\eta_1\, h_1\, \gamma} = \frac{8218}{0{,}5\,.\,8\,.\,66} = \frac{8218}{264} = 31{,}13 \text{ Cubikfuß pr. Secunde.}$$

Bei dem Radhalbmesser $a_1 = 4{,}5$ Fuß und der Umdrehungszahl $n_1 = 20$ ist die mittlere Radgeschwindigkeit:

$$w_1 = \frac{\pi\,.\,20\,.\,4{,}5}{30} = 3\,\pi = 9{,}425 \text{ Fuß.}$$

Die Geschwindigkeit des Wassers beim Anstoß an die Schaufeln ist dagegen:

$$w = 0{,}85\,\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}85\,\sqrt{62{,}5\,.\,8} = 0{,}85\,\sqrt{500} = 19{,}00 \text{ Fuß,}$$

also reichlich das Doppelte der Radgeschwindigkeit. Die radiale Schaufelbreite $d = 1{}^1\!/_4$ Fuß angenommen, folgt die Schaufellänge:

$$e = \frac{Q_1}{d\,w_1} = \frac{31{,}13}{1{,}25\,.\,9{,}415} = \frac{31{,}13}{11{,}769} = 2{,}639 \text{ Fuß,}$$

wofür $2{}^3\!/_4$ Fuß = 33 Zoll zu setzen sein möchte

Digitized by Google

Beiſpiel 2. Wenn dagegen derſelbe durch eine Dampfmaſchine in Umtrieb geſetzt werden ſoll, bei welcher die Dampfſpannung Umtriebskraft der Hammerwerke.

$p_0 = 4$ Atmoſphären $= 60$ Pfund, der Gegendruck

$q_0 = 1$ Atmoſphäre, das Expanſionsverhältniß

$\varepsilon = {}^3/_4$, alſo $p_1 = 3$ Atmoſphären $= 45$ Pfd.,

und der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}5$ iſt, ſo hat man das nöthige Dampfquantum pr. Secunde:

$$Q_1 = \frac{L}{\eta_1 \cdot 144 p_0 \left(1 + Ln\,\varepsilon - \frac{q_0}{p_1}\right)} = \frac{8218}{72 \cdot 60 (1 + Ln\,{}^4/_3 - {}^1/_3)}$$

$$= \frac{8218}{4320\,({}^2/_3 + 0{,}2877)} = \frac{4109}{2160 \cdot 0{,}9544} = 2{,}0 \text{ Cubikfuß.}$$

Hieraus folgt

$$Fs = \frac{\pi d^2}{4}\, s = \frac{30\,Q}{u} = \frac{30 \cdot 2}{20} = 3,$$

und macht man $s = 2d$, ſo folgt $\pi d^3 = 6$, daher der nöthige Kolbendurchmeſſer:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}} = 1{,}241 \text{ Fuß} = 14{,}9 \text{ Zoll,}$$

und der entſprechende Kolbenhub:

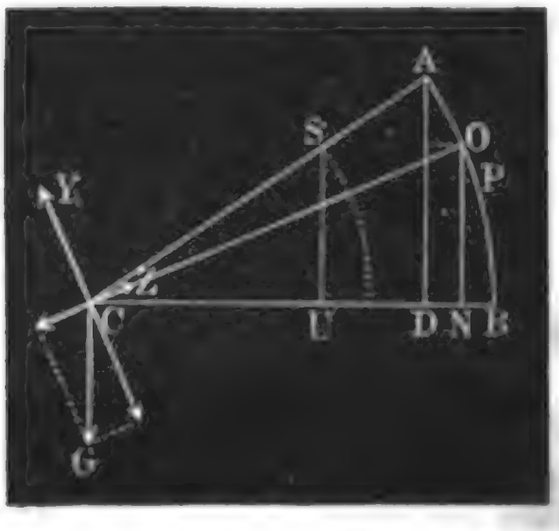
$$s_1 = \frac{s}{\varepsilon} = \frac{2d}{\varepsilon} = {}^8/_3 \cdot 14{,}9 = 39{,}4 \text{ Zoll.}$$

(§. 501.) Um die Leiſtung eines Hammerwerkes vollſtändig beurtheilen zu können, iſt noch nöthig, die Bewegungs- und Wirkungsverhältniſſe des Hammers in dem Zeitraum, wo er den Hebedaumen verlaſſen hat, näher zu unterſuchen. Hat das Hammerwerk keinen Reitel, ſo ſteigt, wie auch aus dem Obigen bekannt, der Schwerpunkt deſſelben noch um die Höhe $z = \frac{Mv^2}{2G}$, Fallzeit der Hebelhämmer.

es iſt daher die ganze Fallhöhe des Schwerpunktes, $h + z$ und die entſprechende Arbeitsfähigkeit des Hammers beim Aufſchlagen auf das untergeſchobene Metall, $= G(h + z) = G(h + {}^1/_2 Mv^2)$.

Da ſich nun aber der Hammer beim Herabfallen um die Axe der Hammerhülſe dreht, alſo derſelbe nicht ganz frei fällt, ſo iſt die Fallzeit deſſelben jedenfalls

Fig. 1000.



nicht ganz gleich der Fallzeit $t = \sqrt{\frac{2h}{g}}$ für den freien Fall von der Höhe h, und daher zu wiſſen nöthig, ob dieſe Zeiten ſo wenig von einander abweichen, daß man die erſtere der letzteren gleichſetzen kann. Es kommt bei Beſtimmung der erſteren Zeit zunächſt darauf an, die Zeit zu finden, in welcher ein materieller Punkt von A, Fig. 1000 in einem Bogen AB bis zu der durch den Mittelpunkt C dieſes Bogens ge-

Digitized by Google

Fallzeit des Pendelhämmer.

henden Horizontalen CB herabfällt. Bezeichne l den Halbmesser $CA = CB$ und h die senkrechte Fallhöhe AD. Ist der Punkt beim Fallen nach O gekommen und die noch übrige Fallhöhe $ON = y$, so hat er die Geschwindigkeit $v = \sqrt{2g(h-y)}$, und es ist daher das Zeitelement ∂t zum Durchlaufen des Wegelementes $\overline{OP} = \partial s$:

$$\partial t = \frac{\partial s}{v} = \frac{\partial s}{\sqrt{2g(h-y)}}.$$

Nun ist aber

$$\frac{\partial s}{-\partial y} = \frac{CO}{CN} = \frac{l}{\sqrt{l^2 - y^2}},$$

daher auch

$$\partial t = -\frac{l\,\partial y}{\sqrt{2g(h-y)\,(l^2-y^2)}},$$

oder wenn man annähernd

$$\frac{l}{\sqrt{l^2-y^2}} = \frac{1}{1-\frac{y^2}{2l^2}} = 1 + \frac{y^2}{2l^2}$$

setzt,

$$\partial t = -\frac{1}{\sqrt{2g}}\left(\frac{1+\frac{y^2}{2l^2}}{\sqrt{h-y}}\right)\partial y.$$

Da nun

$$\int \frac{\partial y}{\sqrt{h-y}} = -2\sqrt{h-y},$$

sowie

$$\int \frac{y^2\,\partial y}{\sqrt{h-y}} = -\int \frac{(h-u)^2\,\partial u}{\sqrt{u}} = -\int \left(h^2 u^{-1/2} - 2hu^{1/2} + u^{3/2}\right)\partial u$$

$$= -\left(2h^2 u^{1/2} - {}^4/_3 h u^{3/2} + {}^2/_5 u^{5/2}\right)$$

$$= -2\sqrt{h-y}\,\left[h^2 - {}^2/_3 h(h-y) + {}^1/_5 (h-y)^2\right]$$

ist und diese Integrale zwischen den Grenzen $y = h$ und $y = 0$ zu nehmen sind, so folgt die Fallzeit eines materiellen Punktes im Bogen AB:

$$t = \frac{2}{\sqrt{2g}}\sqrt{h}\left(1 + \frac{h^2}{2l^2}\left(1 - {}^2/_3 + {}^1/_5\right)\right) = \sqrt{\frac{2h}{g}}\left[1 + {}^4/_{15}\left(\frac{h}{l}\right)^2\right].$$

Wenn nun z. B. $\frac{h}{l} = {}^1/_6$ ist, so folgt

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}\left(1 + \frac{1}{135}\right).$$

Es ist also dann die Fallzeit im Bogen AB nur um ${}^1/_{135} = 0{,}74$ Proc.

größer als die in der Verticalen AD. Bei der Anwendung auf einen materiellen Hammer iſt, wie beim gewöhnlichen materiellen Pendel, unter dem materiellen Punkte der Schwingungspunkt des Hammers zu verſtehen, und daher für h die Fallhöhe des Schwingungspunktes einzuſetzen; wenn wir nun ſeither unter h die Fallhöhe des Schwerpunktes verſtanden haben, ſo iſt bei der Anwendung auf einen Hammer

Fallen der Hebelhämmer.

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} \cdot \frac{l}{b}\left[1 + {}^4/_{15}\left(\frac{h}{l}\right)^2\right],$$

oder wegen der Kleinheit des Werthes ${}^4/_{15}\left(\frac{h}{l}\right)^2$ gegen 1, für das praktiſche Bedürfniß genügend

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} \cdot \frac{l}{b}$$

zu ſetzen.

§. 502. Bei dem Herabfallen des Hammers wirkt jedenfalls auch noch die Axenreibung verzögernd ein; es iſt daher auch noch nöthig, die Wirkung dieſer Reibung kennen zu lernen. Auf die Axe der Hammerhülſe wirken hierbei drei Kräfte, nämlich das Gewicht G des Hammers vertical abwärts, die Trägheitskraft $Y = \frac{G}{g}\, p = G\, cos.\, \beta$ normal zur Längenaxe des Hammerhelmes aufwärts, und die Centrifugalkraft

Arbeitsverluſt beim Fallen und Auffallagen des Hammers.

$$Z = \omega^2 \frac{Gb}{g} = \frac{v^2 b}{g l^2}\, G = \frac{2(h-y)\,b}{l^2}\, G = \frac{2b}{l}(sin.\,\beta_0 - sin.\,\beta)G,$$

wobei β_0 den Anfangswerth ACB und β den veränderlichen Werth OCB des Schwingungswinkels bezeichnet.

Da der normale Component $G\, cos.\, \beta$ des Gewichtes G von der Trägheitskraft aufgehoben wird, ſo bleibt nur die radiale Kraft

$$G\, sin.\,\beta - \frac{2b}{l}\, G\,(sin.\,\beta_0 - sin\,\beta) = G\left(sin.\,\beta - \frac{2\,b}{l}\,(sin.\,\beta_0 - sin.\,\beta)\right)$$

als Zapfendruck übrig, und da ſich der Mittelwerth von $sin\,\beta = {}^1/_2\, sin\,\beta_0$ ſetzen läßt, ſo folgt der entſprechende mittlere Zapfendruck:

$$X = {}^1/_2\, G\, sin.\,\beta_0 \left(1 - \frac{2\,b}{l}\right) = {}^1/_2\, \frac{h}{l}\left(1 - \frac{2\,b}{l}\right) G,$$

und daher die beim Niederfallen des Hammers durch die Zapfenreibung aufgezehrte mechaniſche Arbeit:

$$A_3 = \varphi\, \varrho\, \beta_0\, X = {}^1/_2\, \varphi\, \varrho \left(\frac{h}{l}\right)^2 \left(1 - \frac{2\,b}{l}\right) G.$$

Nun iſt aber $\frac{h}{l}$ ein kleiner Bruch, daher fällt dieſer Verluſt der Arbeits-

Digitized by Google

Arbeitsverlust beim Fallen und Aufschlagen des Hammers.

fähigkeit des fallenden Hammers so klein aus, daß man in der Praxis denselben außer Acht lassen kann.

Ein anderer Arbeitsverlust erwächst aus der Reaction des Stoßes auf die Hammerhülse beim Aufschlagen des Hammers auf den untergeschobenen Körper.

Bezeichnet e die Entfernung des Mittelpunktes der Hammerbahn von der Drehungsaxe des Hammers, P die mittlere Stoßkraft und $\varkappa$ die ihr entsprechende Winkelacceleration, so ist das Moment der Stoßkraft:

$$Pe = Ma^2\varkappa,$$

und daher die Reaction des Stoßes auf die Drehungsaxe des Hammers:

$$R = \frac{G}{g} \cdot \varkappa b - P$$
$$= \varkappa\left(\frac{G}{g} b - \frac{Ma^2}{e}\right).$$

Diese Kraft ist = Null für $e = \frac{Mga^2}{Gb} = l$, wenn also der Schwingungspunkt oder Mittelpunkt des Hammerstoßes mit dem Mittelpunkt der Hammerbahn zusammenfällt.

Drückt sich beim Aufschlagen der untergeschobene Metallstab um δ zusammen, so ist die mechanische Arbeit der Stoßkraft:

$$P\delta = Gh + \tfrac{1}{2}Mv^2 - \varphi R\varrho \frac{\delta}{e}, \quad \text{(s. Bd. I., §. 194)}$$

daher

$$\left(P + \varphi \frac{R\varrho}{e}\right)\delta = Gh + \tfrac{1}{2}Mv^2,$$

oder

$$\frac{\varkappa\delta}{e}\left[Ma^2 + \varphi\varrho\left(\frac{G}{g} b - \frac{Ma^2}{e}\right)\right] = Gh + \tfrac{1}{2}Mv^2.$$

Bezeichnet endlich noch F den Theil der Bahnfläche des Amboßes, welcher auf das glühende Metall aufschlägt, sowie d die Dicke und E den Elasticitätsmodul desselben, so ist auch, wenn man noch die Endkraft des Zusammendrückens $= 2P$ setzt,

$$\delta = \frac{2P}{FE} d \text{ (s. Band I, §. 192)},$$

folglich

$$\varkappa\delta = \frac{Pe}{Ma^2} \cdot \frac{2P}{FE} d = \frac{2P^2 de}{Ma^2 FE},$$

und

$$\frac{2P^2 d}{FE}\left[1 + \varphi\varrho\left(\frac{Gb}{Mga^2} - \frac{1}{e}\right)\right] = Gh + \tfrac{1}{2}Mv^2,$$

so daß nun die mittlere Stoßkraft beim Aufschlagen des Hammers

Digitized by Google

$$P = \sqrt{\frac{Gh + {}^1/_2 M v^2}{1 + \varphi\varrho\left(\frac{1}{l} - \frac{1}{e}\right)} \cdot \frac{FE}{2d}}$$

Arbeitsverluſt beim Fallen und Aufſchlagen des Hammers.

und die auf das Schmieden des Metalls wirklich verwendete Arbeit:

$$P\delta = \frac{2P^2 d}{FE} = \frac{Gh + {}^1/_2 M v^2}{1 + \varphi\varrho\left(\frac{1}{l} - \frac{1}{e}\right)}$$

folgt.

§. 503. Endlich iſt noch bei einem Hammerwerk mit einem Reitel die Wirkung des letzteren auf den Hammer etwas näher zu unterſuchen.

Stoß gegen den Hammerreitel.

In der Regel läßt man dann den Hammer nur 1 bis 2 Zoll frei ſteigen, bevor er an den Reitel ſtößt und deshalb kann man auch vom freien Aufſteigen des Hammers ganz abſehen, und annehmen, daß der Hammer ſogleich an den Reitel ſtößt, wenn ihn der Daumen verlaſſen hat. Bezeichnet M die Maſſe des Hammers, reducirt auf den Punkt, womit der Hammer auf den Reitel ſtößt, ferner M_0 die auf denſelben Punkt reducirte Maſſe des Reitels, und v_2 die Geſchwindigkeit, mit welcher der Hammer an den Reitel anſtößt, ſo iſt, unter der Vorausſetzung eines vollkommen elaſtiſchen Stoßes, nach Band I, §. 304, die Geſchwindigkeit der Hammermaſſe M nach dem Stoße:

$$v_3 = v_2 - \frac{2M_0}{M + M_0} v_2 = \left(\frac{M - M_0}{M + M_0}\right) v.$$

Wäre nun $M_0 = M$, ſo würde $v_3 =$ Null ſein, daher das ganze Arbeitsvermögen ${}^1/_2 M v_2^2$ der Hammermaſſe M verloren gehen, und der Hammer mit Null Anfangsgeſchwindigkeit zurückfallen. Damit der Hammer durch den Reitel wirklich zurückgeworfen werde, muß aber v_3 negativ, alſo die Reitelmaſſe M_0 größer als die Hammermaſſe M ſein. Z. B. für $M_0 = 2M$ iſt:

$$v_3 = {}^1/_3 v_2,$$

alſo das Arbeitsvermögen der trägen Maſſe nach dem Stoße:

$${}^1/_9 \cdot \frac{M v_2^2}{2};$$

iſt ferner $M_0 = 4M$, ſo folgt:

$$v_3 = {}^3/_5 v_2 \text{ und } \frac{M v_3^2}{2} = {}^9/_{25} \frac{M v_2^2}{2};$$

für $M_0 = 10M$ iſt:

$$v_3 = {}^9/_{11} v_2 \text{ und } \frac{M v_3^2}{2} = \frac{81}{121} \frac{M v_2^2}{2};$$

endlich für $M_0 = \infty M$:

$$v_3 = v_2 \text{ und } \frac{M v_3^2}{2} = \frac{M v_2^2}{2}.$$

Digitized by Google

Stoß gegen den Hammerreitel.

Die Hammermasse verliert also durch den Stoß an den Reitel um so weniger an Arbeitsvermögen, je größer die Reitelmasse ist, und erleidet hierbei gar keinen Arbeitsverlust, da bei vollkommener Elasticität die Reitelmasse unendlich groß ist. Allgemein ist die Arbeitsfähigkeit der Hammermasse nach dem Stoße:

$$L_3 = \frac{M v_3^2}{2} = \left(\frac{M - M_0}{M + M_0}\right)^2 \frac{M v_2^2}{2},$$

und der Arbeitsverlust:

$$L_4 = \frac{M}{2}(v_2^2 - v_3^2) = 4\,\frac{M M_0}{(M + M_0)^2} \cdot \frac{M v_2^2}{2}.$$

In allen den Fällen, wo die Masse M_0 eine endliche ist, besteht dieselbe entweder in einem an beiden Enden aufliegenden, oder in einem an einem Ende fest gehaltenen Balken, und es ist (s. Band I, §. 320):

$$M_0 = {}^{17}{}_{35}\,\frac{G_0}{g} \text{ zu setzen,}$$

wenn G_0 das Gewicht dieses Körpers bezeichnet.

Ist die Reitelmasse kleiner als die Hammermasse, so tritt ein ähnliches Verhältniß ein, wie beim Aufschlagen des Welldaumens auf einen Stempel oder einen Hammer. Wie bei diesem Aufschlagen die Schwerkraft den Stempel oder Hammer gegen den Daumen zurücktreibt und macht, daß sich zuletzt beide gemeinschaftlich mit der Geschwindigkeit $v_1 = \frac{M_1 v}{M + M_1}$ fortbewegen, ebenso wird nach dem Aufschlagen des Hammers auf die kleinere Reitelmasse die relative oder Biegungselasticität des Hammerstieles und Reitels bewirken, daß sich beide bis zu ihrer Trennung mit der gemeinschaftlichen Geschwindigkeit

$$v_3 = \frac{M v_2}{M + M_0}$$

fortbewegen, wobei die Hammermasse die Arbeitsfähigkeit

$$L_3 = \frac{M v_3^2}{2} = \left(\frac{M}{M + M_0}\right)^2 \frac{M v_2^2}{2}$$

zurückbehält, und daher das Arbeitsvermögen

$$L_5 = M\left(\frac{v_2^2 - v_3^2}{2}\right) = \frac{(2M + M_0) M_0 \frac{v_2^2}{2}}{(M + M_0)^2}$$

verliert.

Hiernach ist für $M_0 = 0$, $v_3 = v_2$, und der Arbeitsverlust durch den Stoß gegen den Reitel = Null, ferner für $M_0 = {}^1/_2 M$, $v_3 = {}^2/_3 v_2$, und dieser Verlust $= {}^5/_9 \frac{M v_2^2}{2}$, und für $M_0 = M$, $v_3 = {}^1/_2 v_2$, folglich der Arbeitsverlust

Digitized by Google

$$= {}^3/_4 \frac{M v_2^2}{2}.$$

Stoß gegen den Hammerreitel.

Es nimmt alſo dieſer Arbeitsverluſt mit der Reitelmaſſe gleichzeitig ab.

Jedenfalls fällt aber dann, wenn die Reitelmaſſe der Hammermaſſe nahe gleich iſt, die Geſchwindigkeit der Hammermaſſe ſo klein aus, daß eine gemeinſchaftliche Fortbewegung der beiden Maſſen nicht eintreten kann, und deshalb verlieren daher auch die letzten Formeln für L_3 und L_4 bei dieſem Maſſenverhältniſſe ihre Richtigkeit. Uebrigens erhält der Hammer durch die Biegungselaſticität des Reitels die entgegengeſetzte Bewegungsrichtung; es fällt daher derſelbe mit der Geſchwindigkeit $-v_3 = -\frac{M v_2}{M + M_0}$ zurück, und es beſteht die Wirkung des Reitels nur darin, die Zeit dieſer Umſetzung der Geſchwindigkeitsrichtung des Hammers abzukürzen (ſ. §. 472).

Schlußanmerkung. Die hauptſächlichſte Literatur über die Poch- und Hammerwerke iſt außer den bereits citirten Schriften folgende. Karſten's Syſtem der Metallurgie, Band 2, die Aufbereitung der Erze, Berlin 1831, ebenſo Karſten's Handbuch der Eiſenhüttenkunde, 4. und 5. Thl., 3 Aufl., Berlin 1841, wovon der erſtere die Stabeiſen- und Stahlfabrikation, und der letztere die Erläuterungen zu den Kupfertafeln enthält. Walter de St. Ange und Le Blanc: Métallurgie pratique du fer, Paris 1838, ferner Flachat, Barrolt et Petiet, Traité de la Fabrication du fer et de la fonte, Paris 1842 und 1843, und Valerius: Traité theorique et pratique de la fabrication du fer, Bruxelles 1843 und 1844. Ueberſetzungen dieſer Schriften ſind: Die praktiſche Eiſenhüttenkunde u. ſ. w. nach den Werken von Walter u. ſ. w. von C. Hartmann, Weimar 1839 bis 1846, und das theoret. prakt. Handbuch der Stabeiſenfabrikation von P. Valerius, Freiberg 1845. Karmarſch, Handbuch der mechaniſchen Technologie, Hannover 1857. Wiebe, Handbuch der Maſchinenkunde, Bd. I, Stuttgart 1858. Ueber Stampf- und Pochwerke ſpeciell handelt ein Artikel im 16. Band von Prechtl's technologiſcher Encyclopädie, Stuttgart 1850, und über Schemnitzer Pochwerke insbeſondere ein Aufſatz des Herrn Bergrath Faller im berg- und hüttenmänniſchen Jahrbuch der k. k. Montanlehranſtalten u. ſ. w., 9. Band. Wien 1860. Gute Lithographien von ſächſiſchen Pochwerken ſind an der K. Sächſ. Bergakademie zu haben. Ueber die Theorie der Hebelpochwerke iſt nachzuleſen: Schnuſe's Ueberſetzung von Poncelet's Lehrbuch der Anwendung der Mechanik auf Maſchinen, Band I, Darmſtadt 1845, ſowie Cours de Machines par Migout et Berchery, Metz u. 1842. Beſchreibend über Stampf- und Hammerwerke handelt die 5. Abtheilung von Schwahn's Lehrbuch der prakt. Mühlenbaukunde, Berlin 1852. Im 4. Band von der Zeitſchrift des Vereins deutſcher Ingenieure iſt ein Aufſatz über die Theorie der Dampfhämmer unter folgendem Titel enthalten: Berechnung des Nutzeffectes der Dampfhämmer nach Daelens Princip, von Knop. Auch iſt im zweiten Bande dieſer Zeitſchrift ein eigenthümlicher Fallhammer (marteau-pilon) von Hutton beſchrieben, welcher mittelſt eines Riemens aufgehoben wird und mit einer Ein- und Ausrückvorrichtung verſehen iſt. Vergl. Mechanics Magazine, Jan. 1857, und Revue universelle des Mines, par Cuyper, Tome I.

Ende des dritten Theils.

Digitized by Google

Alphabetisches Sachregister.

Die angegebenen Ziffern geben die Seitenzahlen an.

A.

Abbohren, Abbohrmaschine 512.
Abstücken der Seile 42.
Abtrift der Schiffe 751.
Accumulatoren 957.
Aequidistante 128.
Ambos 1229. 1285.
Angewäge, Angewelle 22.
Angriff ohne Stoß 163.
Anker, Ankerwinde 735.
Ankerhemmung 323.
Appold'sche Centrifugalpumpe 837.
Arbeitsmaschinen 7. 425.
Archimedische Spirallinie 159.
Archimedische Wasserschnecke 811.
Arnour's Wagengestelle 671. 673.
Atmosphärische Eisenbahn 621.
Auf- und Abträge 606.
Aufsattelung 1210.
Auftrieb eines Schiffes 740.
Aufwerfhämmer 1278. 1300.
Aufzüge 452.
Ausblaserohr 628.
Ausgleichungskette 358.
Ausgleichungswagen 346.
Ausgußcoefficient 882.
Ausweicheplätze 512.
Autoclave Liderung 1023.
Axendrücke 58.
Axenhalter 662.

B.

Baader'sches Gebläse 997.
Backenbrems 331. 339.
Baggern, Baggermaschine 802.
Bahnhöfe 609.
Bajonetkuppelung 419.
Balancier 170. 177. 924.
Balanciergewichte 525.
Balancierventile 861.
Balgen, hölzerner 997. 1005.
Balgen, lederne 1007.
Bandbrems 334.
Bandseile 526.
Bauchwalzen 526.
Bauwinde 440.
Beplankung, Bekleidung d. Schiffe 731.
Berghaspel 516.
Besanmast 734.
Besegelung, Zutakelung e. Schiffes 734.
Bewegung, geradlinig wiederkehrende 7. 314.
Bewegung, kreisförmig wiederkehrende 7. 316.
Bewegung der Luft durch Wärme 979.
Bewegungsarten 7.
Blaserohr d. Dampfwagens 624. 1189.
Blaseventilatoren 1143.
Blöcke, Tafeln 734.
Bocklager 22. 24.
Bohrer, Bohrgestänge 512.
Bolzen 29. 38. 155. 272.
Bramahpumpen 902.
Bremsberg 620.
Bremse 330. 331. 668.
Bremse, Theorie derselben 337.
Bremshaspel 467.
Bremszeug der Tender 668.
Brennstoffaufwand 1088.
Bruchschwingen 30. 925.
Brückenschienen 601.
Brunnenschwengel 786.
Brusthämmer 1277. 1308.
Büchsen 25.
Büchsen, Büchsensäulen 1291.
Bugsiren durch Dampfschiffe 761.
Bugspriet 734.

C.

Cagniardelle 1164.
Centrifugalregulator 395.
Centrifugalpumpe 834. 837.
Centrifugalventilatoren 1122.
Centrifugalventilatoren, Theorie derselben 1127.
Chabotte 1229. 1285.
Conische Excentriks 315.
Conisches Pendel 395.
Conische Räder 80.
Conische Spiralräder 305.
Contrebalancier 246.
Cornwaller Wasserhebungs-Dampfmaschine 944.
Coulisse, Stephenson'sche 562. 640. 650.
Curven, Eisenbahncurven 612.
Cycloide 127.
Cylindergebläse, einfachwirkende 996. 997. 1006.
Cylindergebläse, doppeltwirkende 1010.
Cylinderhemmung 325.

D.

Dampfcylinder 635.
Dampfgöpel 560.
Dampfhämmer 1197. 1256.
Dampfhämmer, Theorie derselben 1270.
Dampfkessel für Dampfschiffe 180.
Dampfkolben 635.
Dampfkrahn 491.

Dampfkünste 935. 940.
Dampfkunst, directwirkende 949.
Dampfmaschinengebläse 1095.
Dampfpfeife 631.
Dampfpochwerk 1225.
Dampfpumpen 935. 958.
Dampframme 506.
Dampfschiffsmaschine 776.
Dampfstrahlpumpe 1190.
Dampfwagen 618. 623.
Dampfwagengestelle 662.
Dampfwagengestelle, drehbare 670.
Dampfwagen, Theorie der Bewegung desselben 674.
Daumen 159. 169. 1281.
Daumenconstruction 1312.
Däumling 1198. 1209.
Deck, Deckbalken 731.
Deichsel 529. 573. 586.
Differenzialgetriebe 310.
Differenzialhaspel 450.
Differenzialregulator 409.
Differenzialschraube 258.
Diffuser, Diffuserschaufeln 1125.
Doppelklappe 718.
Doppelpumpen 852. 879.
Doppelsitzventile 865.
Drahtbrems 335.
Drahtseile 37. 40.
Drehbaum der Schleusenthore 713. 717.
Drehlinge 95. 127.
Drehscheiben 609.
Drempel 712.
Drops 469.
Druckbaum, Druckhebel 905.
Druckfedern 663.
Druckpumpen, Drucksätze 845. 876.
Düsen 1027.
Düsenmündung 1027.
Durchlässe der Eisenbahnen 604.
Durchschleusen, Wasserbedarf dazu 720.

E.

Egalisatoren 322.
Eimerkunst 799.
Ein- und Ausrückevorrichtungen 415.
Eisenbahnen 598.
Eisenbahnschienen 600.
Eisenbahnwagen 616.
Eisenbahnwagenräder 612.
Eisendrahtseile 37.
Eisenschienen 600.
Elevator 802.
Elliptische Räder 300.
Epicykelvorgelege 309. 311.
Epicykloide 117. 125.
Epicykloide, sphärische 145.
Erzpochwerk 1199.
Eselshooft, Eselshaupt 734.
Evolvente, Kreisevolvente 119. 127.
Evolventenzähne 138.
Excentrik an einer Zugbrücke 360.
Excentrikbrems 335. 343.
Excentriks, excentrische Scheiben 165.
Excentrische Kreisräder 307.
Expansionsdampfmaschinen 220.
Expansionsrollen 76.

F.

Fallblock 504.
Fallhammer 1227.
Fangbock, Fanghorn 946.
Federregulator 411.
Federpuffer 1231.
Feuerkasten 623.
Feuerspritzen 897.
Feuerspritzen, Berechnung derselben 906.
Flaschenzüge 431. 434.
Flügelgebläse 1121.
Flügelrad 322. 759.
Fluthgerinne, Leerläufe 708.
Fockmast 734.
Fördergefäße 560. 569.
Förderung zu Wasser 704.
Förderungsmaschinen 427.
Förderungsmethoden 568.
Form für den Gebläsewind 1027.
Fortpflanzungsmittel, biegsame 37.
Fouriet'sche Gebläse 1006.
Frictionshämmer 1244.
Frictionshämmer, Theorie derselben 1249.
Frictionskegelkuppelung 417.
Frictionskuppelung 379. 417.
Frictionsrad 160.
Frictionsrollen der Krahne 477.
Fuhrwerke 568.
Führung, Geradführung 234.
Füllort 516.
Fußlager 25.
Futter der Zapfenlager 22.

G.

Gabel 416. 418. 573.
Gabelkuppelung 419.
Gabelsteuerung 641.
Gebläse 425. 995. 996.
Gebläse, Nebenhinderniſſe derselben 1055.
Gebläse, theoretische Arbeit derselben 1032.
Gebläse, Umtriebskraft derselben 1107.
Gebläse-Umtriebsmaschinen 1090.
Gebläse-Indicatoren 1053.
Gebläsekolben 1020.
Gebläsekraft 1058.
Gebläseluft, erhitzte 1030. 1078.
Gebläseverluste 1040.

Digitized by Google

Gegengewichte 345. 536. 693.
Gegengewichte der Locomotiven 693.
Gegengewicht der Krummzapfen 362.
Gegengewichtsbalancier 322. 345. 948.
Gegengewichtskette 346.
Gegenlenker 237. 240.
Gegenmuttern 288.
Gegenwinde 450.
Gekröpfte Wellen 171.
Gekuppelte Schleusen 713.
Geleis der Wagenräder 579.
Gelenk 238.
Gelenkketten 38.
Gestängkreuz 30.
Gestängschlösser 30.
Gestängwalzen 29. 917.
Getriebe, Getriebrad 953.
Gezahnte Stange 158.
Gichtaufzug mit Kette ohne Ende 453.
Gichtaufzug mit Wasserkraft 457.
Giffard'sche Speisevorrichtung 1190.
Girard's Schleuse 725.
Gliederbremse 334. 342.
Glockengebläse 1006. 1105.
Glockenregulator 1001. 1068.
Gouvernatoren 322. 395.
Grad der Ungleichförmigkeit 209.
Gruben, Grubenstock 1203.
Grubenventilator 1148.
Gurgelröhre 903.
Gußröhre 905.

H.

Haken, englischer 323.
Halslager 26.
Haltungen 709.
Hämmer 1196.
Hammergerüste 1291.
Hammerhelm, Hammerhülse 1196. 1286.
Hammerrad, steiermärkisches 1295.
Hammerwelle 1287.
Hammerwerk 1277.
Hammerwerks-Umtriebsmaschinen 1293.
Handaufzug 457.
Handeimer 786.
Handgöpel 526.
Handpumpe 895.
Handramme 501.
Hanfseile 37. 42.
Hängegerüste 22.
Hängelager 22. 24.
Hängemaschinen 466.
Hängestangen 252.
Haspel mit Vorgelege 447. 521.
Haspel, Zieh- oder Berghaspel 515.
Hebel 427.
Hebeladen 427. 718.
Hebelbewegung 162.
Hebelhämmer 1277.
Hebelhammerwerke, Theorie der Bewegung derselben 1316.
Hebelpumpe 196.
Hebemaschine, tragbare von Long 449.
Heblinge 169. 1198. 1205. 1209.
Heblingswellentheilung 1211.
Hemmung 322.
Hemmketten, Hemmschuh 331.
Heizröhren 624. 626.
Herons brunnen 976.
Herzscheiben 160.
Hochdruckventilator 1154.
Holländische Ramme 503.
Holzschraube 271. 273.
Hoyer, Rammbär 500.
Hülse, Muff 16. 155.
Hubpumpen 845.
Hubverluste 27.
Hubwassermenge der Pumpen 881.
Hübigkeit 1206.
Hydraulische Pressen 442.
Hydraulische Regulatoren 413.
Hydraulische Winde 444.
Hydraulischer Balancier 353.
Hydraulischer Stempelhammer 1270.
Hydraulischer Widder 959.
Hyperboloid 82.
Hyperboloidenräder 79. 84. 106. 149.
Hypocykloide 117. 126.
Hypocykloidenrad 237.

J.

Indicator, Gebläse-Indicator 1053.

K.

Kamm, Kammräder 95.
Kammerschleusen 709.
Kammräder 95. 150.
Kantenschienen 601.
Karren 573.
Kastenbalgen 997.
Kastengebläse 997. 1003. 1084.
Kastenpumpen 877.
Kegelbremse 336. 343.
Kegelventile 861.
Kehrrad 541.
Keil, Splint 17. 30.
Kernleder, Rindsleder 63.
Kette, Schurz- und Quenzelkette 525.
Ketten 37. 38.
Kettengebläse 1176.
Kettenräder 77.
Kettenstärke 47.
Kettentaue 39.
Kiel, Schiffskiel 730.
Kiemenventile 867.
Kimmung 737.
Klappventile 864.
Klauenkuppelung 416. 418.

Klinkenkuppelung 415.
Kloben 50.
Klobenzüge, Flaschenzüge 431.
Klopfer bei Pochwerken 1201.
Königsbaum 914.
Kolbengebläse 996. 1084.
Kolbengebläse, rotirende 1112.
Kolbenregulator 1000. 1067.
Kolbenröhre 845.
Kolbenstangen 26.
Korb, Seilkorb 156. 524.
Korbsattel 1210.
Kraft- oder Umtriebsmaschinen 7.
Krahne, bewegliche 485.
Krahne, Kraniche 473.
Krahne, Statik derselben 393.
Kreisevolvente 138. 1205.
Kreisräder, excentrische 307.
Krempelplatte 602.
Kreuze, Gestängekreuze 365.
Kronensperrrad 319.
Kronrad 95.
Krückeneisen 30.
Krückenpumpe 895.
Krummse 916. 870.
Krummzapfen 168. 170.
Krummzapfen, doppelter und dreifacher 173.
Krummzapfen bei oscillirenden Dampfmaschinen 212.
Krummzapfen mit Balancier oder Hebel 213.
Krummzapfen mit veränderlicher Umdrehungskraft 220.
Krummzapfen, Theorie d. einfachen 179.
Krummzapfen, Theorie d. doppelten 197.
Krummzapfen, Theorie d. dreifachen 205.
Krummzapfenkuppelung 18.
Kumme, Trog 819.
Kumpfe 132.
Kunstgestänge 26. 916.
Kunstgezeuge 895. 913.
Kunstkreuz 31. 171. 915.
Kunstramme 504.
Kunstschacht 916.
Kuppelstangen 638.
Kuppelungen 15. 415.
Kurbel 168.
Kurbelmechanismus 318.
Kurbelreibungen 185.
Kurbelstange 170. 174.
Kurbelstange, Trägheit derselben 190.

L.

Ladenhölzer 1201.
Lagergerüste 22.
Lagerkasten 25.
Laschenketten 32. 38.
Laschen, Laschenschlösser 29.
Lastwagen, vierräderiger 584.
Laufgetriebe 312.
Laufruthen, Läufer 502.
Lederriemen 63.
Leerläufe 708.
Leinpfad der Canäle 705.
Leitrollen 48.
Leitung, feste 233. 637.
Leitung, schwingende 237.
Lemniscate, Schleifenlinie 239.
Lenkstange 174.
Lenker, Lenkarme 238. 253.
Leit- oder Rückgabel 418.
Leteslu'sche Kolben 900.
Lichthaspel 450.
Litze, Schnur 40.
Locomotive 623.
Locomotivkessel 625.
Locomotivmechanismen 635.
Locomotivsteuerung 639.
Luftbläser, Luftsauger 980.
Luftmaschine von Höll 977.
Luftpuffer 1231. 1237.
Luftpumpen 1012.
Luftregulator 413.
Luftwechsel, künstlicher 981. 988.
Luftwechsel, natürlicher 985.

M.

Mackenzie's Gebläse 1118.
Mäkler, Laufruthen 502.
Mangelrad 317.
Massivkolben 845. 867.
Mast, Mastbaum 734.
Maximal- und Minimalgeschwindigkeit 191. 201. 207.
Mikrometerschrauben 274.
Moderatoren 322.
Mönch 152. 530.
Mönchspumpen 876.
Muff, Hülse 16. 416. 417.
Mundstück 905.

N.

Nabe, Radnabe 49. 155. 576.
Naßpochwerk 1199.
Norri's Wagengestelle 671.

O.

Oberbau der Eisenbahnen 608.
Oberdampf 1268.
Odontographe 124.
Ortscheit 586.
Oscillirender Träger 261.

P.

Paraboliſcher Centrifugalregulator 407.
Parallelogramm, Watt'sches 252.
Paternostergebläse 1176.

Digitized by Google

Paternosterwerke 799.
Paternosterwerke, Leistung derselben 810.
Pendel, conisches 395.
Pendelregulator 410.
Perspectivpumpen 873.
Pfadeisen 516.
Pfahlrost 500.
Pfannen 8.
Pferdegöpel 528.
Plungerpumpe, Mönchspumpe 877.
Pneumatische Aufzüge 459.
Pneumatische Liderung 1023.
Pneumatischer Balancier 355.
Pochgänge, Pochschlamm 1199.
Pochrolle 1201.
Pochsohle 1199.
Pochstuhl, Pochtrog 1199.
Pochwerke 1197. 1220.
Pochwerke, mechanische Arbeit derselben 1213.
Polygonale Räder 303.
Präcisionsräderwerke 151.
Prägwerke 275.
Prallkopf, Prallstock 1286.
Prallvorrichtungen 1279.
Presse, hydraulische 442.
Presse, Preßschrauben 275.
Priesterpumpe 901.
Puffer 1230.
Puffer mit Kautschukringen 1231.
Pumpen 844.
Pumpen, Arbeit zur Bewegung derselben 887.
Pumpen, Hubwassermenge derselben 881.
Pumpen, Nebenhindernisse ders. 884.
Pumpen mit Massivkolben 848.
Pumpen mit Ventilkolben 845.
Pumpenkolben 867.
Pumpenkolbendurchmesser 883.
Pumpenröhren 859. 895.
Pumpenventile 861.
Pumpenwerk 895.

Q.

Querhaupt 234. 636.
Quetschhammer 1196.
Quetschwerke 1306.

R.

Radarme 151.
Radconstruction 151.
Räder, Hooke'sche 111.
Räder, Römer'sche 305.
Räder, White'sche 112.
Räderwerke 52.
Radfelgen, Radreifen, Radspeichen 576.
Radkränze 151.
Radkünste 919.
Radsector 95.
Radspeichen 576.
Radstuhl 152.
Radzirkel 132.
Raen, Schiffsraen 734.
Rammbär, Rammklotz 500.
Ramme, Hand-, Zug- und Kunstramme 501.
Rammmaschinen 500.
Rampen, schiefe Ebenen 618. 729.
Rauchfasten 624. 627.
Rauchrohren 624. 626.
Regulatoren 321.
Regulatoren, hydraulische und pneumatische 413.
Reibungsräder 92.
Reichenbach's Wassersäulenmaschine 930.
Reihnagel 586.
Reitel 1279. 1301.
Riemen, Treibriemen 63.
Riemen, offener oder gekreuzter 61.
Riemenführung 69.
Riemenräder 53. 59. 71.
Riemenspannung 60.
Rippen, Federn 8. 154.
Röhrencondensator 784.
Rohrenventilatoren 1123.
Rollen, feste und lose 418. 429.
Rollenzüge 431.
Rostpfähle 500.
Roßkünste 919.
Rotationspumpen für Luft 1116.
Rotationspumpen f. Wasser 842. 894. 902.
Rothguß 8.
Rücken der Dampfwagen 686.
Rück- oder Leitgabel 418.
Ruder 753.
Ruderräder 754. 765.
Ruderräder mit Dampfmaschine 762.
Ruderschaufeln 756.
Ruderschaufelrad 757.
Rundbaum der Haspel 515.
Rundholz 734.

S.

Salinometer 783.
Salzwasserpumpe 784.
Saugheber 968.
Saugheber, Theorie desselben 972.
Saughöhe der Pumpen 854.
Saugkopf 899. 903.
Saugpumpen, Saugsätze 845. 874.
Saugröhre 845. 903.
Saugsatz 870.
Saugschwungheber 834.
Saugstrahlpumpe 1188.
Saugventil 846. 848.

Digitized by Google

Saugventilatoren 1143.
Saugventilator von Combes 1149.
Säulen, Schlag- und Wendesäulen der Schleusenthore 712.
Schachtförderung 514.
Schädlicher Raum der Gebläse 1040.
Schädlicher Raum der Pumpen 857.
Schaufel, Wurf- und Schwungschaufel 787.
Schaufelräder 767.
Schaufelwerke 804.
Scheere 503.
Scheibenkunst 805.
Schiebebrücken 611.
Schieberbewegung 643.
Schiebergebläse 1017. 1050. 1060. 1101.
Schiebermechanismus d. Gebläse. 1051.
Schiebkarren 571.
Schiefe Ebenen 618. 620. 729.
Schienen, Schienenbahnen 598.
Schienenstühle 602.
Schifffahrtscanäle 704.
Schiffe, Construction derselben 730.
Schiffe, Stabilität, Schwingungen derselben 741.
Schiffsaufzüge 728.
Schiffsdampfkessel 780.
Schiffsformen 736.
Schiffsmast 734.
Schiffsrisse 736.
Schiffsschraube 772.
Schiffsziehen 747.
Schlagleiste 1309.
Schlagsäulen und Schlagschwellen 712.
Schlagwerk der Uhren 328.
Schlagwerk, Rammmaschine 500.
Schlange 811. 1162.
Schlängeln der Dampfwagen 686.
Schleifen, Schlitten 569.
Schleifenlinie 239.
Schleifzeuge 333.
Schleppschiene 29.
Schleusen, Schleusenthore 705. 713.
Schleusen mit Schwimmer 725.
Schleusen m. beweglichen Kammern 728.
Schleusenthore 710.
Schlüssel, Schlüsselkeil 17. 155.
Schmierbüchse 23. 663.
Schnecke 290. 326.
Schneckenräder 795.
Schneckenräder zum Wasserschöpfen 795.
Schnurscheiben 77.
Schnurräderwerke 53.
Schöpfmaschinen 785.
Schöpfräder 791.
Schotterstraßen 598.
Schraube 270. 271.
Schraube ohne Ende 290.
Schraube, Theorie der flachgängigen 277.
Schraube, Theorie d. scharfgängigen 283.
Schraubenbewegung 271.
Schraubenfläche 268.
Schraubengang 267.
Schraubengebläse 1164. 1170.
Schraubengewinde 269.
Schraubenlinie 267.
Schraubenmutter 270.
Schraubenpresse 271.
Schraubenräder 112. 295.
Schraubenräder der Schiffe 755. 772.
Schraubenspindel 270.
Schraubenstock 272.
Schraubenventilator 1157.
Schraubenzieher, Schraubenschlüssel 273.
Schwanken der Dampfwagen 686.
Schwanzhämmer 1277. 1285.
Schwanzhammer m. Dampfbetrieb 1298.
Schwanzhammer, steiermärkischer 1296.
Schwellen, Eisenbahnschwellen 602.
Schwengel 528. 786.
Schwerbrücke 1291.
Schwingungen eines Schiffes 742.
Schwungkugelregulator 322. 395.
Schwungräder 378. 376. 1109.
Schwungschaufel 787.
Seilbahnen 619.
Seilkorb 156. 524.
Seil, Riemen ohne Ende 59.
Seilscheiben 48. 525.
Seilstärke 44. 46.
Seitenabweichung 241. 249. 259.
Seitenbassins 723.
Seitencanäle 704.
Senten, Sentenrisse 737.
Sohlplatte 22.
Sonnen- und Planetenrad 312.
Spannrollen 65.
Spanten, Schiffsspanten 730. 731.
Speisebassins, Speisegräben 706.
Speisepumpe 939.
Speisung der Canäle 706.
Sperrklinken 318.
Sperrräder 318. 415. 420.
Sperrventil 959.
Spießbäume bei Göpeln 530.
Spindeln 8.
Spiralkorb 524. 536.
Spirallinie, archimedische 159.
Spiralpumpe für Luft 1162.
Spiralpumpe für Wasser 828.
Spiralräder 302. 304.
Spitzbalgen 997. 998.
Splint, Keil 17.
Spritzenschlauch 904.
Spundpfähle 500.
Spurkranz 601. 612.
Spurplatte 25.
Spurschienen 600.

Digitized by Google

Stabilität eines Schiffes 741.
Stampfen der Dampfwagen 686.
Stampfgrube 1199.
Stampfwerke 1197. 1203.
Standröhren 903. 953.
Stange, gezahnte 95. 158.
Stangen 26.
Stangenvorgelege 78.
Stehbolzen 625.
Steighöhe, Traghöhe 906.
Steigrad 323.
Steigrohre 845.
Steigventil 959.
Stemmthore der Schleuſen 710.
Stempel, Stampfer 1196.
Stempelhämmer, Theorie derſelb. 1233.
Stempelhämmer 1197. 1228. 1270.
Steuer, Steuerruder der Schiffe 732.
Steuerung der Schiffe 751.
Steuerung von Stephenſon 643. 650.
Steven, der Schiffer 730. 731.
Stifte 8.
Stirnhämmer 1277. 1305.
Stirnräder 79.
Storchſchnabel 252.
Stoßheber 963.
Stoßheber, Theorie deſſelben 965.
Stube 502.
Stürzaxen 526.
Stürzbalken 526.
Stufenräder von Hooke 111.
Stuhlſchienen 601.

T.

Taucherkolben 877.
Tauwerk 734.
Tender 625. 666.
Theer 43.
Theilung, Theilkreis 93. 98.
Thor, Ober- und Unterthor b. Schleuſen 713.
Tonnenfach 516.
Tonnengebläſe 999.
Tonnenmühle 819.
Tragen, einer Laſt 568.
Träger, oscillirender 261.
Treibetonne 525.
Treibrad 53.
Treibriemen 63.
Treibſtangen, Kurbelſtangen 637.
Triebaxe 638.
Triebröhre 621. 1012.
Triebſtock 95. 127.
Trip-hammer 1228.
Trilling 95.
Trockenpochwerk 1199.
Trockenregulator 1000.
Trommel 71. 76. 156. 326.
Trommelrad 795.
Tunnel 606. 708.
Turbinengebläſe 1093.
Turbinengöpel 546.
Turbinenpochwerk 1223.

U.

Umhüllungscurve 117.
Umläufe, Dohlen 710.
Umtriebsmaſchinen 7.
Umtriebsmaſchinen der Gebläſe 1090.
Umſetzung, Umſetzungsverhältniß 54.
Ungleichförmigkeitsgrad der Krummzapfenbewegung 209.
Univerſalgelenke 18.
Univerſalſchraubenſchlüſſel 273.
Unruhe 324.
Unterſchurer 1201.
Unterbau der Eiſenbahnen 603.

V.

Vaucanſon'ſche Ketten 38.
Ventilator von Downie 1154.
Ventilator von Fabry 1112.
Ventilator von Lemielle 1118.
Ventilator von Lloyd 1151.
Ventilator von Leſeine 1155.
Ventilator von Schwarzkopf 1152.
Ventilation 988.
Ventilator-Ausführungen 1121. 1148.
Ventilatoren, Conſtruction derſ. 138.
Ventile, Doppelſitzventile 865.
Ventilbahn 877.
Ventilkolben 845. 868.
Verbindungscanäle 704.
Verzahnung, äußere 94. 95.
Verzahnung coniſcher Räder 145. 147
Verzahnung, innere 95. 136.
Viaducte, Landbrücken 607.
Vignolſchienen 601.
Völligkeitscoefficient 739.
Vorgelege 54.
Vorgelegehaspel 446. 521.

W.

Wagengeſtelle, drehbare 670.
Wagenräder 576.
Wagenwinde 272.
Wagenzug 625.
Walkhämmer 1197. 1309.
Walkloch, Walkſtock 1309.
Walzeiſen 31.
Warmwindapparat 1031.
Warze 169.
Warzengeſchwindigkeit 188. 191.
Warzenreibung 185.
Waſchhämmer 1197.
Waſſerbedarf beim Durchſchleuſen 720.
Waſſerform 1027.

Wasserhebungsdampfmaschine 943. 949. 953.
Wasserhebungsmaschinen 425. 785.
Wasserkrahn, Wasserstation 667.
Wasserkunst 895.
Wasserliderung 996. 1105.
Wasserlinien der Schiffe 736.
Wasserradgebläse 1092.
Wasserradgöpel 540.
Wasserradpochwerke 1222.
Wasserregulator 1000. 1002. 1068.
Wassersäulenaufzüge 463.
Wassersäulengebläse von Henschel 1178.
Wassersäulengöpel 555.
Wassersäulenkrahn 487.
Wassersäulenkünste 923. 930.
Wassersäulenpochwerke 1224.
Wasserschaufeln 787.
Wasserscheide 704.
Wasserschnecke 811.
Wasserschraube 819.
Wasserstandszeiger 630.
Wassertrommelgebläse 1182.
Wasserthürme 953.
Wasserwippe 788.
Watt'sches Parallelogramm 252.
Watt'sche Wasserhebungsdampfmaschine 944.
Wellen 8.
Wellenstärken 9.
Welldaumen 1277. 1287. 1312.
Wellkranz 1287. 1301.
Wendedocken 32.
Wendenische 712.
Wenderöhre 904.
Wendesäule 713.
Wetterblenden, Wetterthüren 987.
Wetter- und Windleitungen 1025.
Wetterlutten 987.
Wettermaschinen 425. 988. 995.
Wetteröfen 990.
Wetterrad 1112. 1155.
Wettersatz 997. 1005.
Wettersauger 1105.
Wetterschacht 987.
Wetterthurm 991.
Wetterwechsel 981.
Wetterzug 986.
Wetterzug, Theorie des künstlichen 991.
Widder, hydraulischer 959. 985.
Widerstand auf Eisenbahnen 697.
Widerstände bei Fuhrwerken 593.
Widerstände bei Schiffen 746.
Widholmgebläse 998.
Willi's Zahnformen 122.
Willi's Zahnradconstruction 143.
Winde, hydraulische 444.
Winden, Bau- u. Wagenwinden 440.
Windfang oder Flügelrad 328.
Windkasten 1027.
Windkessel 897. 903. 953.
Windkünste 914.
Windleitungen 1025.
Windmenge 1072.
Windradventilatoren 1123. 1155.
Windradventilatoren, Theorie derselben 1158.
Windregulatoren 1000. 1063.
Windstock 1027.
Winkelräder 79. 80.
Wippkarren 575.
Wippwagen 617.
Wurfräder 789.
Wurfschaufel 787.

Z.

Zähne 53. 93. 95. 151.
Zähnezahl 98.
Zahnflächen 94. 134.
Zahnform, allgemeine 115.
Zahnform, nach Willis 64. 125. 143.
Zahnformen, verschiedene 113. 117. 120.
Zahnlücken 53.
Zahnräder 79. 93. 151.
Zahnräderwerke 53.
Zahnreibung 102.
Zahnscheibenkuppelung 416.
Zahnstärke 96.
Zahnstange 95. 158.
Zapfen 8.
Zapfenlager 8. 22.
Zapfenstärken 13.
Zerkleinerungsmaschinen 425.
Zeug, gangbares 54.
Ziehweg, Leinpfad 705.
Zubringer 898.
Zugbrücken 356.
Zugrammen 502.
Zungen, Schienenzungen 608.
Zwangschienen 607.
Zwischengeschirr 54.
Zwischenmaschinen 7.

Digitized by Google

Die Citate im dritten Bande beziehen sich, was die ersten Bände betrifft

1) von Seite 1 bis Seite 192 auf die erste Auflage,
2) von Seite 193 bis Seite 844 auf die zweite Auflage,
3) von Seite 845 bis Ende auf die dritte Auflage der ersten beiden Bände.

Um dieselben in jeder dieser drei Auflagen nachschlagen zu können, ist folgende Zusammenstellung der denselben Stoff behandelnden Paragraphen der drei Auflagen vonden ersten beiden Bänden gemacht worden.

Tabellarische Zusammenstellung

derjenigen Artikel und Paragraphen in den verschiedenen Auflagen des ersten und zweiten Bandes der Ingenieur- und Maschinenmechanik, welche denselben Stoff behandeln.

Band I.

A. Artikelnummern in den analytischen Hülfslehren.

Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.
1	1	—	18	16	—
2	2	—	19	17	—
3	3	—	20	18	—
4	4	—	21	19	—
5	5	—	22	20	—
6	6	—	23	21	—
7	7	—	24	22	—
8	8	—	25	23	—
9	—	—	26	24	—
10	—	—	27	25	—
11	9	—	28	26	—
12	10	—	29	27	—
13	11	—	30	28	—
14	12	—	31	—	—
15	13	—	32	29	—
16	14	—	33	—	—
17	15	—			

B. Paragraphennummern im Hauptterte.

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
1	1	1	43	42	42	80	79	79
2	2	2	44	43	43	81	80	80
3	3	3	45	44	44	82	81	81
4	4	4	46	45	45	83	82	82
5	5	5	47	46	46	84	83	83
6	6	6	48	47	47	85	84	84
7	7	7	49	48	48	86	85	85
8	8	8	50	49	49	87	86	86
9	9	9	51	50	50	88	87	87
10	10	10	52	51	51	89	88	88
11	11	11	53	52	52	90	89	89
12	12	12	54	53	53	91	90	90
13	13	13	55	54	54	92	—	—
14	14	14	56	55	55	93	—	—
15	15	15	57	56	56	94	91	91
16	16	16	58	57	58	95	92	92
17	17	17	59	58	58	96	93	93
18	18	18	60	59	59	97	94	94
24	24	24	61	60	60	98	95	95
25	25	25	62	61	61	99	96	96
26	26	26	63	62	62	100	97	97
27	27	27	64	63	63	101	98	98
28	28	28	65	64	64	102	99	99
29	29	29	66	65	65	103	100	100
30	30	30	67	66	66	104	101	101
31	31	31	68	67	67	105	102	102
32	32	32	69	68	68	106	103	103
33	33	33	70	69	69	107	104	104
34	34	34	71	70	70	108	105	105
35	35	35	72	71	71	109	106	106
36	36	36	73	72	72	110	107	107
37	37	37	74	73	73	111	108	108
38	38	38	75	74	74	112	109	109
39	39	39	76	75	75	113	—	—
40	40	40	77	76	76	114	110	110
41	41	41	78	77	77	115	111	111
42	—	—	79	78	78	116	112	112

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
117	113	113	156	151	151	195	—	—
118	114	114	157	152	152	196	188	185
119	115	115	158	153	153	197	—	—
120	116	116	159	154	154	198	—	—
121	117	117	160	155	155	199	—	—
122	118	118	161	156	156	200	189	186
123	—	—	162	157	157		212	206
124	119	119	163	158	158	201	—	—
125	120	120	164	159	159	202	190	187
126	121	121	165	160	160	203	—	—
127	122	122	166	161	161	204	191	188
128	123	123	167	162	162	205	192	189
129	124	124	168	163	163	206	194	—
130	125	125	169	—	—	207	—	—
131	126	126	170	164	164	208	—	—
132	127	127	171	165	165	209	—	—
133	128	128	172	166	166	210	193	190
134	129	129	173	167	167	211	195	192
135	130	130	174	168	168	212	—	—
136	131	131	175	169	169	213	196	191
137	132	132	176	170	170	214	197	193
138	133	133	177	171	171		198	194
139	134	134	178	172	172	215	—	—
140	135	135	179	173	173	216	—	—
141	136	136	180	174	174	217	199	195
142	137	137	181	175	175	218	—	—
143	138	138	182	176	176	219	—	—
144	139	139	183	177	177	220	200	196
145	140	140	184	178	178	221	—	—
146	141	141	185	179	179	222	—	—
147	142	142	186	180	—	223	201	197
148	143	143	187	181	—		202	—
149	144	144	188	182	180	224	203	198
150	145	145	189	183	181	225	211	205
151	146	146	190	184	182	226	—	—
152	147	147	191	—	—	227	205	199
153	148	148	192	185	183	228	206	200
154	149	149	193	187	184	—	207	201
155	150	150	194	186	—	229	208	202

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
230	204	—	267	240	225	306	275	258
231	204	—	268	241	226	307	276	261
232	209	208	269	242	227	308	277	262
233			270	243	228	309	278	263
234	210	204	271	244	229	310	279	264
235	—	—	272	245	230	311	280	265
236	216	209	273	246	231	312	281	266
237	217	210	274	—	—	313	282	267
238	218	211	275	—	—	314	283	268
239	—	—	276	247	232	315	284	269
240	221	—	277	248	233	316	286	271
241	213	207	278	249	233	317	287	259
242	214	207	279	250	234	318	288	—
243	215	208	280	251	235	319	289	—
244	—	—	281	252	236		290	—
245	219	—	282	253	237	320	291	260
246	220	—	283	285	270		292	
	222		284			—	293	—
247	—	—	285	254	238	321	294	—
248	—	—	286	255	239	322	295	272
—	223	—	287	256	240	323	296	273
249	224	—	288	257	241	324	—	—
250	225	—	289	258	242	325	297	274
251	226	212	290	259	243	326	298	275
252	227	213	291	260	244	327	299	276
253	228	214	292	261	245	328	300	277
254	229	215	293	262	246	329	301	278
255	230	216	294	263	247	330	302	279
256	231	217	295	264	248	331	303	280
257	232	218	296	265	249	332	304	281
258	233	219	297	266	—	333	305	282
259	234	220	298	267	250	334	306	283
260	235	221	299	268	251	335	307	284
261	236	222	300	269	252	336	308	285
262	237	222	301	270	253	337	309	286
263	238	223	302	271	254	338	310	287
264	239	224	303	272	255	339	311	288
265	239	224	304	273	256	340	312	289
266	—	—	305	274	257			

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
341	313	290	380	351	318	419	388	352
342	314	291	381	352	—	420	389	353
343	315	292	382	353	319	421	390	—
344	316	293	383	354	320	422	—	—
345	317	—	384	355	321	423	391	354
346	318	—	385	356	322	424	392	355
347	319	—	386	—	—	425	393	356
348	320	—	387	—	—	426	395	358
349	321	—	388	357	323	427	396	359
350	322	—	389	358	323	428	394	357
351	323	—	390	359	324	429	—	—
352	324	—	391	360	325	430	—	—
353	325	—	392	361	326	431	—	—
354	326	294	393	362	327	432	397	360
355	327	295	394	363	328	433	398	{361
356	328	296	395	364	329			{362
357	329	297	396	365	330	434	399	363
358	330	298	397	366	331	435	400	364
359	331	299	398	367	332	436	401	365
360	332	300	399	368	—	437	402	366
361	333	301	400	369	335	438	403	367
362	334	302	401	370	336	439	404	368
363	—	—	402	371	344	440	405	369
364	335	303	403	372	337	441	406	370
365	336	304	404	373	338	442	407	371
366	337	305	405	374	339	443	408	372
367	338	306	406	375	333	444	409	373
368	339	307	407	376	334	445	410	—
369	340	308	408	377	340	446	411	374
370	341	309	409	378	341	447	412	375
371	342	310	410	379	342	448	—	—
372	343	311	411	380	343	449	413	376
373	344	312	412	381	345	450	414	377
374	345	313	413	382	346	451	415	378
375	346	314	414	383	347	452	416	379
376	347	315	415	384	348	453	417	380
377	348	—	416	385	349	454	418	381
378	349	316	417	386	350	455	419	382
379	350	317	418	387	351	456	420	—

Digitized by Google

Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.
457	421	—	464	428	389
458	422	383	465	429	390
459	423	384	466	430	391
460	424	385	467	431	392
461	425	386	468	432	393
462	426	387	469	433	394
463	427	388			

C. Paragraphennummern im Anhange.

Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.
1	1	—	15	15	—
2	2	—	16	16	—
3	3	—	17	17	—
4	4	—	18	18	—
5	5	—	19	19	—
6	6	—	20	20	—
7	7	—	21	21	—
8	8	—	22	22	—
9	9	—	23	23	—
10	10	—	24	24	—
11	11	—	25	25	—
12	12	—	26	26	—
13	13	—	27	27	—
14	14	—			

Digitized by Go

Band II.

Paragraphennummern.

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
1	1	1	36	—	—	70	—	—
2	2 u. 8	2 u. 8	37	27	—	71	49	—
3	3	3	38	27	—	72	—	—
4	3	3	39	28	24	73	57	36
5	4	4	40	—	—	74	58	37
6	5	5	41	—	—	75	59	38
7	5 u. 7	5 u. 7	42	—	—	76	60	39
8	—	—	43	—	—	77	61	40
9	—	—	44	—	—	78	—	—
10	—	—	45	—	—	79	—	—
11	6	6	46	—	—	80	—	—
12	10	10	47	29	25	81	62	41
13	9	9	48	30	26	82	55	—
14	11	11	49	31	27	83	56	—
15	12	12	50	30	26	84	56	—
16	13	13	51	32	28	85	47	31
17	—	—	52	33	29	86	48	—
18	14	14	53	34	30	87	49	—
19	15	15	54	—	—	88	50	—
20	16	16	—	—	32	89	51	—
21	17	17	55	35	33	90	52	—
22	—	—	56	36	34	91	53	—
23	19	19	57	39	—	92	54	—
24	—	—	58	—	—	93	55 u. 57	36
25	18	18	59	—	—	94	63	42
26	—	—	60	37	35	95	64	43
27	20	20	61	37	35	96	65	44
28	21	21	62	38	—	97	66	45
29	—	—	63	40	—	98	67	46
30	—	—	64	41	—	99	68	47
31	22	22	65	42	—	100	69	48
32	23	23	66	43	—	101	70	49
33	24	—	67	44	—	102	71	50
34	25	—	68	45	—	103	72	51
35	26	—	69	46	—	104	73	52

Digitized by Google

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
105	73	52	144	103	81	181	134	109
106	—	—	145	104	82	182	135	110
107	74	53	146	105	83	183	136	111
108	75	54	147	106	84	184	137	112
109	75	54	148	106	84	185	137	112
110	—	—	149	107	85	186	138	113
111	—	—	150	108	86	187	139	114
112	—	—	151	109	87	188	140	115
113	—	—	152	110	88	189	141	116
114	76	55	153	113	91	190	142	117
115	77	56	154	114	92	191	143	118
116	—	—	155	115	93	192	144	119
117	—	—			94	193	145	120
118	78	57	156	116	95	194	146	121
119	79	58	157	117	96	195	147	122
120	80	59	158	124	—	196	148	123
121	81	—	159	123	—	197	149	124
122	82	60	160	118	97	198	150	125
123	83	61	161	119	—	199	151	126
124	84	62	162	—	—	200	152	127
125	85	63	163	120	98	201	153	128
126	86	64	164	121	99	202	154	129
127	87	65	165	122	100	203	155	130
128	88	66	—	—	101	204	156	131
129	89	67	166	125	102	205	157	132
130	90	68	167	126	103	206	158	133
131	91	69	168	111	89	207	159	134
132	92	70	169	—	—	208	160	135
133	93	71	170	111	89	209	161	136
134	94	72	171	111	89	210	162	137
135	95	73	172	111	89	211	163	138
136	96	74	173	112	90	212	164	139
137	97	75	174	127	104	213	165	140
138	98	76	175	128	105	214	166	141
139	99	77	176	129	106	215	167	142
140	100	78	177	130	107	—	168	143
141	101	79	178	131	107	216	169	144
142	101	79	179	132	—	217	—	—
143	102	80	180	133	108	218	170	—

Digitized by Go

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
219	215	186	257	203	176	294	232	203
220	171	145	258	204	177	295	233	204
—	—	146	259	205	178	296	234	205
221	172	147	260	206	179	297	235	206
222	173	148	261	207	180	298	236	207
223	174	—	262	—	—	299	237	208
224	175	149	263	208	181	300	238	209
225	176	150	264	209	182	301	239	210
226	177	151	265	210	—	302	240	211
227	178	152	266	—	—	303	241	212
228	—	—	267	211	183	304	242	213
229	181	155	268	212	184	305	243	214
230	182	156	269	213	185	306	244	215
231	183	157	270	214	186	307	245	216
232	184	158	—	215	—	308	246	217
233	185	159	271	—	—	309	247	218
234	186	160	272	—	—	310	248	219
235	187	—	273	—	—	311	249	220
236	188	161	274	—	—	312	250	221
237	189	162	275	216	187	313	251	222
238	190	163	276	217	188	314	252	223
239	191	164	277	218	189	315	253	224
240	—	—	278	219	190	316	254	225
241	192	165	279	220	191	317	255	226
242	193	166	280	221	192	318	256	227
243	194	167	281	222	193	319	257	228
244	195	168	282	223	194	320	258	229
245	196	169	283	—	—	321	259	230
246	197	170	284	224	195	322	260	231
247	—	—	285	—	—	323	261	232
248	180	154	286	—	—	324	262	233
249	179	153	287	—	—	325	263	234
250	198	171	288	225	196	326	264	235
251	199	172		226	197	327	265	236
252	200	173	289	227	198	328	265	236
253	—	—	290	228	199	329	266	237
254	—	—	291	229	200	330	267	238
255	201	174	292	230	201	331	268	239
256	202	175	293	231	202	332	269	—

Digitized by Google

Auflage			Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.	3.	2.	1.
333	270	240	372	298	268	411	328	297
334	271	241	373	299	269	412	329	298
335	272	242	374	300	270	413	330	299
336	273	243	375	301	271	414	331	300
337	274	244	376	302	272	415	332	301
338	275	245	377	303	273	416	333	302
339	276	246	378	304	274	417	333	302
340	277	247	379	304	—	418	334	303
341	278	248	380	—	—	419	335	304
342	279	249	381	304	—	420	336	305
343	280	250	382	305	275	421	337	306
344	281	251	383	305	275	422	338	307
345	282	252	384	—	—	423	338	307
346	283	253	385	—	—	424	—	—
347	284	254	386	306	276	425	—	—
348	—	—	387	—	—	287	339	308
349	—	—	388	307	277	426	340	309
350	—	—	389	307	277	427	341	310
351	285	255	390	308	278	428	342	311
352	286	256	391	309	279	429	343	312
353	287	257	392	310	280	430	344	313
354	288	258	393	—	—	431	345	314
355	289	259	394	311	281	432	346	315
356	—	—	395	312	282	433	347	316
357	290	260	396	313	283	434	348	317
358	291	261	397	314	284	435	349	318
359	292	262	398	315	285	436	350	—
360	293	263	399	316	—	437	—	—
361	294	264	400	317	286	438	351	319
362	295	265	401	318	287	439	352	320
363	—	—	402	319	288	440	353	321
364	—	—	403	320	289	441	354	322
365	—	—	404	321	290	442	355	323
366	—	—	405	322	291	443	—	—
367	—	—	406	323	292	444	356	324
368	296	266	407	324	293	445	357	325
369	—	—	408	325	294	446	358	326
370	—	—	409	326	295	447	359	327
371	297	267	410	327	296	448	360	328

Digitized by Google

Auflage			Auflage		
3.	2.	1.	3.	2.	1.
449	361	329	464	375	343
450	365	333	465	376	344
451	362	330	466	377	345
452	363	331	467	378	346
453	364	332	468	379	347
454	366	334	469	379	347
455	367	335	470	380	348
456	368	336	471	380	348
457	369	337	472	381	349
458	—	—	473	382	350
459	370	338	474	383	351
460	371	339	475	384	352
461	372	340	476	—	—
462	373	341	477	—	—
463	374	342	478	—	—

Digitized by Google

Anzeige

der hauptsächlichsten Druck- und Rechnungsfehler.

Seite 13, Zeile 2 von unten, $\left(\frac{d}{2}\right)^3$, statt $\left(\frac{d}{2}\right.$

» 36, » 9, 14 und 18 von oben, φ statt f.

» 41, » 4 von oben, arialen statt aronalen.

» 104, » 5 und 7 von oben, $\frac{b}{a} Q$ statt Q.

» 133, » 2 von unten, 0,076 statt 0,76.

» 155, » 11 » » Deparcieux statt Depacieux.

» 180, » 3 » » $\frac{(r \sin. \beta)^2}{l}$ statt $\left(\frac{r \sin. \beta}{l}\right)^2$.

» 191, » 12 » oben, $K =$ statt $l =$

» 244, » 5 » unten, $\frac{1}{2} \beta$ statt β.

» 317, » 1 » oben, oder in statt und in.

» 380, » 1 » unten, $\frac{F v^2 \gamma}{g}$ statt $\frac{F v^2 \gamma}{\gamma}$.

» 384, » 5 » » das μfache statt der μte Theil.

» 394, » 13 » oben, $\frac{d}{\sqrt[3]{m n}}$, statt $\frac{1}{\sqrt[3]{m n}}$.

» 395, » 3 » » Fußpfund statt Fuß.

» 446, » 8 » unten $\frac{\pi}{4}$ statt π.

» — » 7 » » $\frac{1}{4} . 21822$ statt 21822.

» — » 6 » » $17^2 . \frac{\pi}{4} = \frac{907{,}92}{4}$ statt $16^2 . \pi = 804{,}25$.

» — » 5 » » $\frac{21829}{907{,}92} = 24{,}03$ statt $\frac{21822}{804{,}25} = 27{,}13$.

» 498, » 6 » » $3 Q$ statt $\frac{Q}{3}$.

Digitized by Google

Seite 498, Zeile 1 von unten $\frac{3Q}{h\gamma}$ ſtatt $\frac{Q}{3h\gamma}$.

» 500, » 12 » oben, $\frac{3Q}{h\gamma} = \frac{3.20000}{250.66} = \frac{1000}{25.11} = \frac{40}{11} = 3{,}636$ Quadratf.

ſtatt $\frac{Q}{3h\gamma} = \frac{20000}{3.250.66} = \frac{40}{99} = 0{,}404$ Quadratfuß.

» — » 13 » oben, 2,15 ſtatt 0,72.

» — » 14 » » 27 ſtatt 10.

» 518, » 13 » unten 0,141 S ſtatt 0,141 Q.

» 532, » 11 » » $\frac{\varrho_2 l_2 + \varrho_1 l_1}{bl}$ ſtatt $\frac{r_2 l_2 + r_1 l_1}{bl}$.

» 533, » 10 » » 1 — ſtatt 1 +

» 840, » 12 » » ſo daß daher, ſtatt daher.

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

Digitized by Google

RETURN TO ➔ **CIRCULATION DEPARTMENT**
198 Main Stacks

LOAN PERIOD 1 **HOME USE**	2	3
4	5	6

ALL BOOKS MAY BE RECALLED AFTER 7 DAYS.
Renewls and Recharges may be made 4 days prior to the due date.
Books may be Renewed by calling 642-3405.

DUE AS STAMPED BELOW

AUG 02 2000

UNIVERSITY OF CALIFORNIA, BERKELEY
BERKELEY, CA 94720-6000

FORM NO. DD6

Digitized by Google